



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA ELEKTROTECHNIKY
A KOMUNIKAČNÍCH TECHNOLOGIÍ**

FACULTY OF ELECTRICAL ENGINEERING AND COMMUNICATION

ÚSTAV ELEKTROENERGETIKY

DEPARTMENT OF ELECTRICAL POWER ENGINEERING

**SIMULÁCIA PREVÁDZKOVÝCH VLASTNOSTÍ
TEPELNÝCH ČERPADIEL**

SIMULATION OF HEAT PUMP PERFORMANCE

DIPLOMOVÁ PRÁCA

MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

Bc. Juraj Lahvička

VEDÚCI PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. Petr Mastný, Ph.D.

BRNO 2019

Diplomová práce

magisterský navazující studijní obor **Elektroenergetika**

Ústav elektroenergetiky

Student: Bc. Juraj Lahvička

ID: 164322

Ročník: 2

Akademický rok: 2018/19

NÁZEV TÉMATU:

Simulace provozních vlastností tepelných čerpadel

POKYNY PRO VYPRACOVÁNÍ:

1. Princip funkce tepelných čerpadel a určení monitorovaných parametrů
 2. Simulace tepelného čerpadla, resp. výpočet energetického topného faktoru COP z hodnot, které zadal uživatel, a následná možnost srovnání s jiným tepelným zdrojem
 3. Simulace tepelného čerpadla v reálném čase z naměřených hodnot
 4. Tepelné čerpadlo ve spolupráci s jiným zdrojem (bod bivalence)
 5. Energeticko-ekonomická analýza - posouzení vhodnosti využití TČ
- Základní matematická knihovna bude vytvořena v C++. GUI bude vytvořeno v C#.

DOPORUČENÁ LITERATURA:

podle doporučení vedoucího práce

Termín zadání: 4.2.2019

Termín odevzdání: 22.5.2019

Vedoucí práce: doc. Ing. Petr Mastný, Ph.D.

Konzultant:

doc. Ing. Petr Toman, Ph.D.
předseda oborové rady

UPOZORNĚNÍ:

Autor diplomové práce nesmí při vytváření diplomové práce porušit autorská práva třetích osob, zejména nesmí zasahovat nedovoleným způsobem do cizích autorských práv osobnostních a musí si být plně vědom následků porušení ustanovení § 11 a následujících autorského zákona č. 121/2000 Sb., včetně možných trestněprávních důsledků vyplývajících z ustanovení části druhé, hlavy VI. díl 4 Trestního zákoníku č. 40/2009 Sb.

Bibliografická citácia práce:

LAHVIČKA, J. Simulácia prevádzkových vlastností tepelných čerpadiel. Diplomová práca. Brno: Ústav elektroenergetiky FEKT VUT v Brne, 2019, 58 strán.

„Prehlasujem, že svoju diplomovú prácu na tému Simulácia prevádzkových vlastností tepelných čerpadiel som vypracoval samostatne pod vedením vedúceho diplomovej práce a s použitím odbornej literatúry a ďalších informačných zdrojov, ktoré sú všetky citované v práci a uvedené v zozname literatúry na konci práce.

Ako autor uvedenej diplomovej práce ďalej prehlasujem, že v súvislosti s vytvorením tejto diplomovej práce som neporušil autorské práva tretích osôb, hlavne som nezasiahol nedovoleným spôsobom do cudzích autorských práv osobnostných a som si plne vedomý následkov porušenia ustanovenia § 11 a nasledujúcich autorského zákona č. 121/2000 Sb., vrátane možných trestnoprávných dôsledkov vyplývajúcich z ustanovenia časti druhej, hlavy VI. diel 4 Trestného zákonníku č. 40/2009 Sb.“

V Brne dňa: 20.5.2019

.....

ABSTRAKT

Táto práca je zameraná na návrh a realizáciu software pre simuláciu prevádzkových vlastností tepelných čerpadiel a spracovanie dát z merania. Práca rozoberá problematiku tepelných čerpadiel, ako ich princíp funkčnosti, rôzne typy systémov a koeficienty používané k hodnoteniu efektívnosti tepelných čerpadiel. Ďalej zahŕňa požadované merané, či už fyzikálne alebo elektrické parametre pre navrhovaný systém. Výsledkom práce je funkčný software, ktorý zahŕňa matematickú knižnicu napísanú v C++ a užívateľské zohranie v C#..

KLÚČOVÉ SLOVÁ: C++, C#, WPF, Simulácia prevádzkových vlastností tepelných čerpadiel, tepelné čerpadlo.

ABSTRACT

This work is aimed to design and implement software for simulating operational properties of heat pumps and process data from measurements. Work contains the issue of heat pumps, their principle of functionality, different types of systems and coefficients used for rating of efficiency of heat pumps. Next it contains physical or electrical parameters that needs to be measured by designed system. The result is functional software, which contains mathematical library written in C++ and graphical user interface written in C#.

KEY WORDS: C++, C#, WPF, Simulation of Operation Properties of Heat Pumps, heat pump.

OBSAH

ZOZNAM OBRÁZKOV.....	8
ZOZNAM TABULIEK.....	10
ZOZNAM SYMBOLOV A SKRATIEK.....	11
1 ÚVOD.....	13
2 PRINCÍP TEPELNÉHO ČERPADLA	14
3 VYUŽITIE TEPELNÝCH ČERPADIEL.....	17
3.1 TEPELNÉ ČERPADLÁ ZEM – VODA.....	17
3.1.1 TEPELNÉ ČERPADLÁ ZEM – VODA HORIZONTÁLNE ULOŽENIE (KOLEKTORY)	18
3.1.2 TEPELNÉ ČERPADLÁ ZEM – VODA VERTIKÁLNE ULOŽENIE (VRTY)	19
3.2 TEPELNÉ ČERPADLÁ VODA – VODA.....	20
3.2.1 TEPELNÉ ČERPADLÁ VODA – VODA, VYUŽITIE STOJATEJ VODY	20
3.2.2 TEPELNÉ ČERPADLÁ VODA – VODA, VYUŽITIE PODZEMNEJ VODY	21
3.3 TEPELNÉ ČERPADLÁ VZDUCH – VODA	22
3.4 TEPELNÉ ČERPADLÁ VZDUCH – VZDUCH.....	24
4 HODNOTENIE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA	25
4.1 ENERGETICKÉ HEADISKO.....	25
4.1.1 COP	26
4.1.2 SCOP	27
4.1.3 SPF.....	28
4.2 EKONOMICKÉ HEADISKO	28
4.3 EKOLOGICKÉ HEADISKO	29
4.4 EHPA.....	29
5 BIVALENTNÝ BOD.....	31
5.1 MONOVALENTNÉ ZAPOJENIE	31
5.2 BIVALENTNÉ ZAPOJENIE	32
5.2.1 BOD BIVALENCIE	33
5.2.2 ALTERNATÍVNE – BIVALENTNÝ REŽIM	33
5.2.3 PARALELNE – BIVALENTNÝ REŽIM	34
5.2.4 ČIASTNOČNE PARALELNE – BIVALENTNÝ REŽIM.....	34
6 PARAMETRE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA	36
6.1 KONDENZÁTOR	36
6.2 ELEKTRICKÝ SPOTREBIČ.....	36
6.3 VÝPARNÍK.....	36
6.3.1 URČENIE C_p A ρ VZDUCHU	37
7 POUŽITÉ NÁSTROJE.....	39
8 POPIS KALKULÁCIE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA.....	40

9 POROVNANIE TEPELNÉHO ČERPADLA S INÝM TEPELNÝM ZDROJOM	41
9.1 JEDNODUCHÉ EKONOMICKÉ POROVNANIE	42
9.2 POKROČILÉ EKONOMICKÉ POROVNANIE	42
10 POPIS SIMULÁCIE BIVALENTNÉHO BODU TEPELNÉHO ČERPADLA	44
10.1 SPÔSOB SIMULÁCIE	47
10.2 MONOVALENTNÝ REŽIM.....	47
10.2.1 VÝPOČET NAVRHOVANÉHO VÝKONU	48
10.2.2 DOSIAHNUTIE POŽADOVANÉHO VÝKONU PRI PREKROČENÍ MAXIMÁLNEHO VÝKONU TEPELNÉHO ČERPADLA	48
10.3 ALTERNATÍVNE – BIVALENTNÝ REŽIM.....	48
10.3.1 VÝPOČET NAVRHOVANÉHO VÝKONU	49
10.3.2 DOSIAHNUTIE POŽADOVANÉHO VÝKONU PRI PREKROČENÍ MAXIMÁLNEHO VÝKONU TEPELNÉHO ČERPADLA	50
10.4 PARALELNE – BIVALENTNÝ REŽIM	50
10.4.1 VÝPOČET NAVRHOVANÉHO VÝKONU	50
10.4.2 DOSIAHNUTIE POŽADOVANÉHO VÝKONU PRI PREKROČENÍ MAXIMÁLNEHO VÝKONU TEPELNÉHO ČERPADLA	50
10.5 ČIASTOČNE PARALELNE – BIVALENTNÝ REŽIM.....	50
10.5.1 VÝPOČET NAVRHOVANÉHO VÝKONU	51
10.5.2 DOSIAHNUTIE POŽADOVANÉHO VÝKONU PRI PREKROČENÍ MAXIMÁLNEHO VÝKONU TEPELNÉHO ČERPADLA	52
11 MERANIE MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA V REÁLNO M ČASE	53
11.1 FORMÁT DÁT V SÚBORE.....	54
11.2 VÝPOČET SPOTREBOVANEJ ELEKTRICKEJ ENERGIE.....	55
12 ZÁVER.....	56
POUŽITÁ LITERATÚRA	57

ZOZNAM OBRÁZKOV

<i>Obr. 2.1 Technologická schéma tepelného čerpadla</i>	<i>15</i>
<i>Obr. 2.2 T-S diagram ideálneho ľavotočivého Carnatovho cyklu</i>	<i>15</i>
<i>Obr. 2.3 p-v a T-s diagram pracovných cyklov tepelného čerpadla</i>	<i>16</i>
<i>Obr. 3.1 Tepelné čerpadlo zem – voda s kolektorom [3]</i>	<i>19</i>
<i>Obr. 3.2 Tepelné čerpadlo zem – voda s hlbinným vrtom [7]</i>	<i>20</i>
<i>Obr. 3.3 Tepelné čerpadlo voda – voda, využitie povrchových vôd [10]</i>	<i>21</i>
<i>Obr. 3.4 Tepelné čerpadlo voda – voda, využitie podzemných vôd [9]</i>	<i>22</i>
<i>Obr. 3.5 Tepelné čerpadlo vzduch – voda [13]</i>	<i>23</i>
<i>Obr. 3.6 Tepelné čerpadlo vzduch – vzduch [15].</i>	<i>24</i>
<i>Obr. 5.1 Monovalentný systém.</i>	<i>31</i>
<i>Obr. 5.2 Monovalentné zapojenie – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 5.3 Bivalentný systém.</i>	<i>32</i>
<i>Obr. 5.4 Znázornenie bivalentného bodu.</i>	<i>33</i>
<i>Obr. 5.5 Alternatívne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.</i>	<i>33</i>
<i>Obr. 5.6 Paralelne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.</i>	<i>34</i>
<i>Obr. 5.7 Čiastočne paralelne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.</i>	<i>35</i>
<i>Obr. 7.1 Štruktúra repozitára.</i>	<i>39</i>
<i>Obr. 8.1 Hlavné okno.</i>	<i>40</i>
<i>Obr. 9.1 Chybová hláška.</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 9.2 Okno porovnania zdrojov.</i>	<i>41</i>
<i>Obr. 9.3 Okno porovnania – porovnanie.</i>	<i>42</i>
<i>Obr. 9.4 Okno porovnania – rozšírené ekonomické porovnanie.</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 9.5 Okno porovnania - zobrazenie popisu.</i>	<i>43</i>
<i>Obr. 10.1 Okno simulácie bivalentného bodu – režimy, schéma.</i>	<i>44</i>
<i>Obr. 10.2 Okno simulácie bivalentného bodu – teploty vzduchu, koeficient, výkon.</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 10.3 Okno simulácie bivalentného bodu – graf – podrobnosti bodu.</i>	<i>45</i>
<i>Obr. 10.4 Zobrazenie pomocného popisu teploty nulových tepelných strát.</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 10.5 Okno simulácie bivalentného bodu – navrhovaný výkon.</i>	<i>46</i>
<i>Obr. 10.6 Zobrazenie hodnoty navrhovaného výkonu.</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 10.7 Okno simulácie bivalentného bodu – realizácia.</i>	<i>47</i>
<i>Obr. 10.8 Okno simulácie bivalentného bodu – monovalentný režim – aktuálne využitie po prekročení.</i>	<i>48</i>

<i>Obr. 10.9 Okno simulácie bivalentného bodu – alternatívne bivalentný režim – pridané polia. ..</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 10.10 Okno simulácie bivalentného bodu – alternatívne bivalentný režim – signalizácia vypnutia tepelného čerpadla.</i>	<i>49</i>
<i>Obr. 10.11 Okno simulácie bivalentného bodu – čiastočne paralelne bivalentný režim – popis poľa teploty vypnutia tepelného čerpadla.....</i>	<i>50</i>
<i>Obr. 10.12 Okno simulácie bivalentného bodu – čiastočne paralelne bivalentný režim.</i>	<i>51</i>
<i>Obr. 11.1 Okno Merania tepelného čerpadla.</i>	<i>53</i>
<i>Obr. 11.2 Okno merania tepelného čerpadla – výparník.....</i>	<i>54</i>
<i>Obr. 11.3 Okno merania tepelného čerpadla – popis bodu v grafe.....</i>	<i>54</i>

ZOZNAM TABULIEK

<i>Tab. 3-1 – Potrebná výdatnosť zdroja spodnej vody [12].....</i>	<i>22</i>
<i>Tab. 4-1 – Porovnanie jednotlivých koeficientov.....</i>	<i>27</i>

ZOZNAM SYMBOLOV A SKRATIEK

tzv.	takzvaný	
napr.	napríklad	
atď.	a tak ďalej	
resp.	respektíve	
apod.	a podobne	
COP	Coeficient Of Performance	
SCOP	Seasonal Coefficient of performance	
SPF	Seasonal Performance Factor	
EHPA	European heat pump association	
TEWI	Total Equivalent Warning Impact	
GWP	Global Warming Potential	
WPF	Windows Presentation Foundation	
t_w	Teplota studničnej vody	[°C]
t_s	Priemerná teplota vzduchu	[°C]
h	Hĺbka prameňa pod zemou	[m]
$\varepsilon_{c,id}$	Vykurovací faktor ideálneho Carnatovho cyklu	[-]
T_k	Kondenzačná (výstupná) teplota	[K]
T_v	Vyparovacia (vstupná) teplota	[K]
P_{te}	Tepelný výkon	[W]
P_e	Elektrický výkon	[W]
Q_m	Hmotnostný prietok	[kg·s ⁻¹]
c_p	Merná tepelná kapacita	[J·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]
ΔT	Rozdiel teplôt	[°C] alebo [K]
η	Účinnosť	[-]
Q	Dodaná tepelná energia	[kW·h]
E	Spotrebovaná elektrická energia	[kW·h]
$T_{in, w}$	Teplota vody na vstupe do akumuláčnej nádrže	[°C]
$T_{out, w}$	Teplota vody na výstupe z akumuláčnej nádrže	[°C]
U	Napätie	[V]
I	Prúd	[A]
L	Rýchlosť poklesu teploty v troposfére	[K·km ⁻¹]

p_0	Atmosférický tlak v nulovej nadmorskej výške	[kPa]
g	Gravitačné zrýchlenie	[m·s ⁻²]
M	Mólová hmotnosť	[kg·kmol ⁻¹]
R	Univerzálna plynová konštanta	[J·mol ⁻¹ ·K ⁻¹]
Φ	Relatívna vlhkosť	[%]
S	Entropia	[kJ·kg ⁻¹ ·K ⁻¹]

1 ÚVOD

V dnešnej dobe je jedným z hlavných faktorov pri výstavbe nového objektu, či už bytového alebo rodinného domu šetrenie energií a palív všetkých druhov. Jedným z riešení sú tepelné čerpadlá, ktoré zásadne nemôžu riešiť energetickú situáciu, ale za predpokladu, že budú ekonomicky a energeticky správne navrhnuté, vyrobené a prevádzkované prispievajú k zníženiu spotreby energie a nákladov na prevádzku celého objektu. Tepelné čerpadlo je zariadenie, ktoré využíva nízko potenciálnu energiu zo svojho okolia. K prevádzke potrebuje tepelné čerpadlo dodanie určitého množstva energie. Dodávanie energie do tepelných čerpadiel je realizované pomocou rôznych pohonov, avšak dnes sú dominantné tepelné čerpadlá kompresorové, napájané z elektrickej siete.

Jedným z faktorov ovplyvňujúci dopyt po tepelných čerpadlách je určitá samostatnosť na ohrev teplej vody v danom objekte alebo vykurovanie daného objektu, v ktorom je použitý systém tepelného čerpadla. Ďalším z faktorov ovplyvňujúci dopyt po tepelných čerpadlách je, že v posledných rokoch došlo k nárastu cien všetkých druhov energií, čo spôsobilo veľký rozmach tepelných čerpadiel. Najväčší rozmach tepelných čerpadiel bol koncom 20. storočia.

Cieľom tejto práce je rešerš materiálov ohľadom problematiky tepelných čerpadiel, princípu fungovania a možností využitia. Práca ďalej popisuje jednotlivé typy tepelných čerpadiel, ich výhody, či nevýhody.

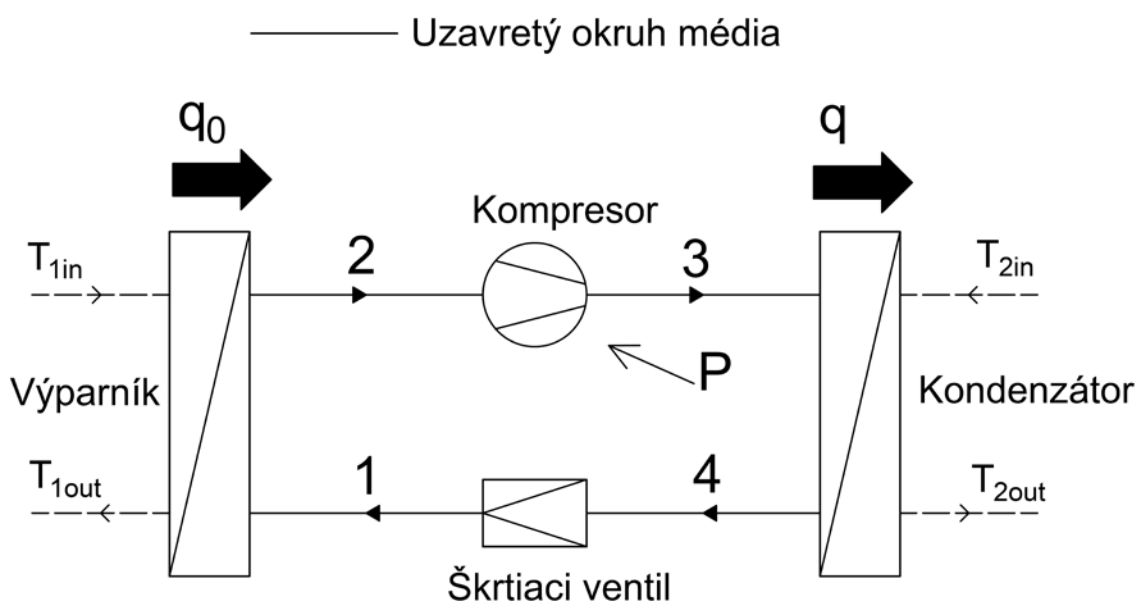
2 PRINCÍP TEPELNÉHO ČERPADLA

V tejto kapitole je čerpané z [1], [2] a [5].

Technologická schéma tepelného čerpadla je zobrazená na Obr. 2.1.

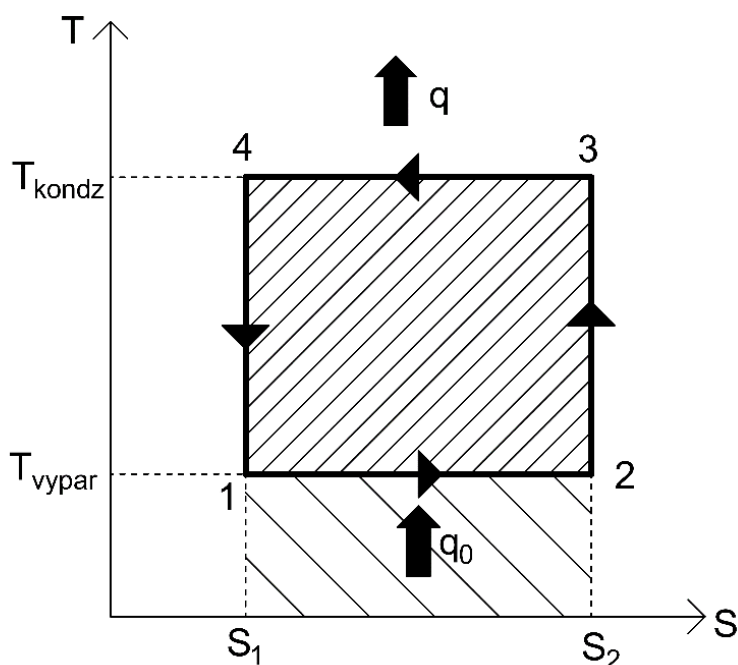
Uzavretý okruh tepelného čerpadla pozostáva zo štyroch základných častí: výparníka, kompresora, kondenzátora a škrtiaceho ventila. V okruhu prebiehajú procesy známe z oblasti chladiacej techniky : vyparovanie , kompresia, kondenzácia a expanzia.

- **Výparník** – do výparníka sa privádza pracovná látka (chladivo, napr. freón) v kvapalnom stave. Chladivo je vo výparníku pri nízkej teplote a tlaku vyparované, pričom mení svoje skupenstvo z kvapalného na plynné. Pri vyparovaní chladivo prijme energiu z nízkopotenciálneho zdroja tepla (teplo z okolia). Pary chladiva sa stávajú nositeľom energie.
- **Kompresor** – je srdcom tepelného čerpadla, nasáva pary pracovnej látky z výparníka a zvyšuje ich tlak. V procese stláčania sa pary silne ohrievajú, k čomu prispievajú aj straty z elektromotora ako aj teplo vznikajúce trením. Kompresory sú väčšinou hermeticky uzavreté, čo znamená, že elektrický motor zabezpečujúci pohon a kompresor sú uložené v jednej nádobe. Takéto usporiadanie zabraňuje úniku chladiva do atmosféry cez spojovacie tesnenie.
- **Kondenzátor** – ohriate pary pracovnej látky sú z kompresora privedené do kondenzátora. V kondenzátore ohriate pary odovzdajú svoje nízkopotenciálne teplo (energiu) teplotonosnému médiu, ktoré vstupuje do kondenzátora (T_{2in}) zo sekundárneho okruhu. Teplotonosné médium je následne rozvádzané do vykurovacieho systému. Tým, že pary odovzdávajú prijaté teplo sa ochladzujú a kondenzujú. V kondenzátore pracovná látka (chladivo) mení svoje skupenstvo z plyného na kvapalné.
- **Škrtiaci/expanzný ventil** – udržiava tlakový rozdiel medzi vysokotlakovou a nízkotlakovou stranou obehu. Znižuje tlak chladiva, ktoré skondenzovalo pri vyššom tlaku v kondenzátore, aby sa mohlo znovu vypariť pri nižšom tlaku. Reguluje prietok chladiva z kondenzátora do výparníka v závislosti na výstupnej teplote z výparníka a udržiava prehriatie chladiva za výparníkom, čo zaručuje, že do kompresora vstupuje chladivo úplne vyparené.
- **Ďalšie prídavné zariadenia** – filtre, odkalovače, dehydrátory, ukazovatele vlhkosti.



Obr. 2.1 Technologická schéma tepelného čerpadla

Z vyššie uvedenej technologickej schémy je znateľné, že systém tepelného čerpadla pracuje v ľavotočivom Carnotovom (chladiarenskom) cykle. Za ideálnych podmienok je možné považovať tepelné čerpadlo za ideálny Carnatov obbeh. Pracovné cykly ideálneho ľavotočivého Carnatovho cyklu sú uvedené na T-S diagrame (Obr. 2.2).



Obr. 2.2 T-S diagram ideálneho ľavotočivého Carnatovho cyklu

T_{kondz} – teplota pri ktorej chladivo začína kondenzovať.

T_{vyvar} – teplota pri ktorej sa chladivo začína vyparovať.

S – entropia.

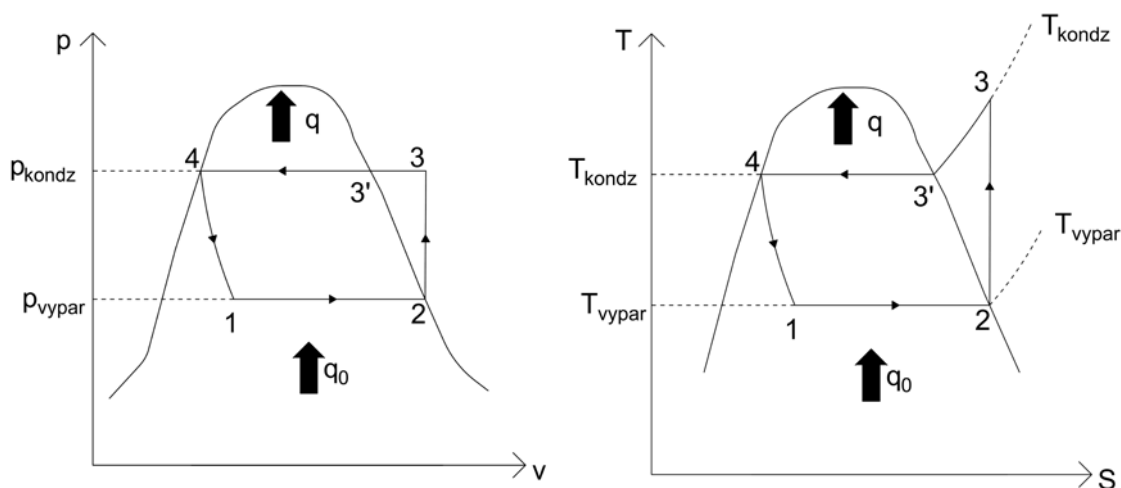
q_0 – tepelná energia (teplo), ktorú systém tepelného čerpadla odoberie z okolia respektíve je dodaná do systému (hmotnostná chladivosť $[J \cdot kg^{-1}]$).

q – tepelná energia (teplo), ktorú systém tepelného čerpadla odovzdá teplonosnému médiu (záleží na použití systému tepelného čerpadla).

Jednotlivé pracovné cykly:

- **1 – 2 Izotermické vyparovanie** – odobranie nízko potenciálneho tepla z okolia a predanie tepla pracovnému médiu. Vyparovanie média
- **2 – 3 Izoentropická kompresia** – stlačenie pár pracovného média na požadovaný tlak. Prečerpanie pár do kondenzátora.
- **3 – 4 Izotermické kondenzácia** – predanie tepla teplonosnému médiu. Kondenzácia pracovného média.
- **4 – 1 Izoentropická expanzia** – zmenšenie tlaku pracovného média.

Podľa vyššie uvedených znalostí môžeme v p - v a T - s diagrame (Obr. 2.3) zaznačiť pracovné cykly tepelného čerpadla:



Obr. 2.3 p - v a T - s diagram pracovných cyklov tepelného čerpadla

3 VYUŽITIE TEPELNÝCH ČERPADIEL

V tejto kapitole je čerpané z [1], [4], [5] a [6].

V dnešnej dobe sú pri výstavbe nových objektov napr. bytových domov, rodinných domov, atď. kladené nároky na úsporu energie, ekologický dopad používaných energií alebo ekologický dopad daného objektu a v neposlednom rade najmä na ekonomické hľadisko prevádzky objektu. Jednou z možností zlepšenia vyššie uvedených faktorov je použitie tepelného čerpadla.

Pri návrhu tepelného čerpadla sa vyžaduje odborný rozbor s dôrazom na spoľahlivosť, vysokú životnosť a bezpečnosť. Taktiež je možné využiť odpadné teplo, čo má pozitívny dopad na ekonomické hľadisko prevádzky daného objektu. Pri posudzovaní využitia odpadného tepla je potrebné poznať nasledujúce:

- Zdroj odpadného tepla (vzduch, voda, iné médium)
- Využiteľný teplotný spád
- Množstevný prietok odpadného tepla
- Spôsob využitia odpadného tepla (účel a časové rozloženie)

Pri navrhovaní tepelných čerpadiel je potrebné brať do úvahy viacero hľadísk ako napr.:

- Energetické hľadisko – môže viesť k nesprávnym ekonomickým záverom.
- Ekonomické hľadisko – je to komplexný pohľad na systém, kde je potrebné zohľadniť investičné, prevádzkové náklady, využitelnosť systému a v neposlednom rade návratnosť celého systému.
- Ekologické hľadisko – dopad technológie na životné prostredie.

Tepelné čerpadlá sa navrhujú podľa tzv. tepelných strát objektu. Spotreba energie objektu závisí od požiadaviek na využitie tepla v danom objekte. Predpokladaná spotreba energie úzko súvisí s požiadavkou na vnútornú teplotu vykurovaného objektu. Výpočtové hodnoty vnútornej teploty sú stanovené tabuľkou na 20 °C. Ďalej je nevyhnutné vedieť, či bude tepelné čerpadlo slúžiť aj k príprave teplej úžitkovej vody, ak áno je potrebné vedieť charakter odberu vody. Ak bude tepelné čerpadlo pracovať v bivalentnom režime je dôležité poznať vykurovací systém daného objektu (podlahové kúrenie, radiátory, atď.). V prípade radiátorov je dôležitá informácia ohľadom teplotného spádu [6].

Vhodné je mať aj prehľad o geologickom zložení pôdy v navrhovanej lokalite, veľkosti disponibilnej plochy, informácie o spodných a povrchových vodách v blízkosti objektu, o klimatických podmienkach v danej lokalite (priemerné teploty okolitého vzduchu, maximálnu možnú dosiahnuteľnú teplotu pod bodom mrazu, atď.), o prevádzkových nárokoch (údržba) jednotlivých typov čerpadiel a mnoho ďalších. Z týchto a nižšie uvedených znalostí sa následne vyberie vhodný typ tepelného čerpadla. Jednotlivé typy tepelných čerpadiel sú popísané v nasledujúcej kapitole.

3.1 Tepelné čerpadlá zem – voda

Tento typ tepelných čerpadiel využíva ako zdroj nízkopotenciálneho tepla energiu obsiahnutú v zemi. Zem je dobrým zdrojom nízkopotenciálneho tepla hlavne z dôvodu malých teplotných výkyvov, dostupnosti a dobrej tepelnej kapacity. Nevýhodou sú rôzne druhy pôdy, ktoré majú rozdielne termofyzikálne vlastnosti. V klimatických podmienkach Českej a Slovenskej republiky neklesá ani v najstudenších dňoch v období zimy teplota pôdy v hĺbke cca 1 meter pod teplotu

mrazu. Tento fakt je veľmi užitočný pre systémy tepelných čerpadiel zem – voda. Pokles v počtu inštalácii spôsobil technologický vývoj v oblasti kompresorov a následnej dotačnej podpory. Prednosťou je menšia závislosť tepelného výkonu na počasi, z čoho vyplýva celoročne výhodný pomer energie dodanej do systému a získanej zo zeme.

Systém plastových trubiek, v ktorých prúdi voda alebo nemrznúce prímesi je možné ukladať horizontálne alebo vertikálne (hlbinné vrtý). Potrebné výkopové práce pre horizontálne uloženie alebo vrtý pre vertikálne uloženie sú z ekonomického hľadiska veľkou nevýhodou tohto systému a tvoria značnú časť nákladov.

3.1.1 Tepelné čerpadlá zem – voda horizontálne uloženie (kolektory)

Horizontálne uloženie je na Obr. 3.1.

Jednou z nevýhod horizontálne uložených trubiek (kolektorov) je potrebná plocha vyžadovaná pre správnu ekonomickú a technickú funkčnosť. Veľkosť plochy závisí na požiadavkách na systém tepelného čerpadla. Plocha pod ktorou sú trubky umiestnené je prakticky znehodnotená pre ďalšie stavebné práce. Kolektory odoberajú približne 2 % energie zo zeme pod nimi a ostatných 98 % zo zeme nad kolektormi, kde je naakumulovaná solárna energia.

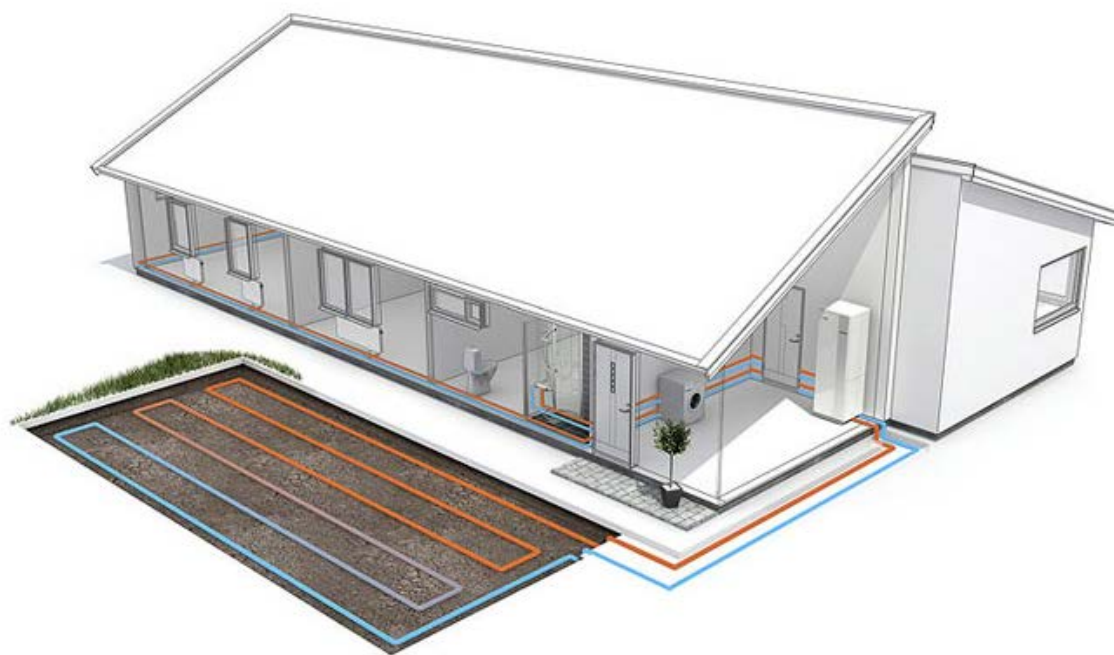
Horizontálne uloženie je lacnejšie prevedenie ako prevedenie pomocou hlbinných vrtov. Taktiež inštalácia plošných kolektorov je rýchlejšia v porovnaní s vrtmi. Pre vykonanie hlbinných vrtov je nutné mať povolenia dané legislatívou.

Odoberanie tepla pôdy ovplyvňuje prípadnú vegetáciu, ktorá sa nachádzajú nad touto plochou. Tento fakt je jednou z nevýhod, no zároveň v niektorých prípadoch výhoda. Je známy prípad, kedy menšia teplota pôdy oneskorila rozkvitnutie marhuľového sadu a pri skorých mrazoch marhule nevymrzli. V niektorých prípadoch bolo spozorované, že sa sneh nad kolektorom držal o jeden až dva dni dlhšie ako na okolitých plochách.

Doporučené hodnoty pre uloženie zemných kolektorov:

- Priemer trubky 20 až 25 mm
- Rozteč medzi trubkami 0,5 až 1,8 m
- Hĺbka uloženia 0,5 až 3 m závisí na druhu pôdy
- Jednotkové odoberané teplo 6 až 40 W·m⁻² z plochy
- Maximálna dĺžka trubky v zväzku je 100 m
- Vhodná plocha kolektora odpovedá približne dvojnásobku až trojnásobku plochy vykurovaného objektu

Pri použití pôdy ako zdroja je potrebné myslieť na hĺbku uloženia kolektorov, geotermálny gradient, plochu kolektora a zmenu teploty pôdy v závislosť na odoberanom teple a hĺbke uloženia kolektora.



Obr. 3.1 Tepelné čerpadlo zem – voda s kolektorom [3]

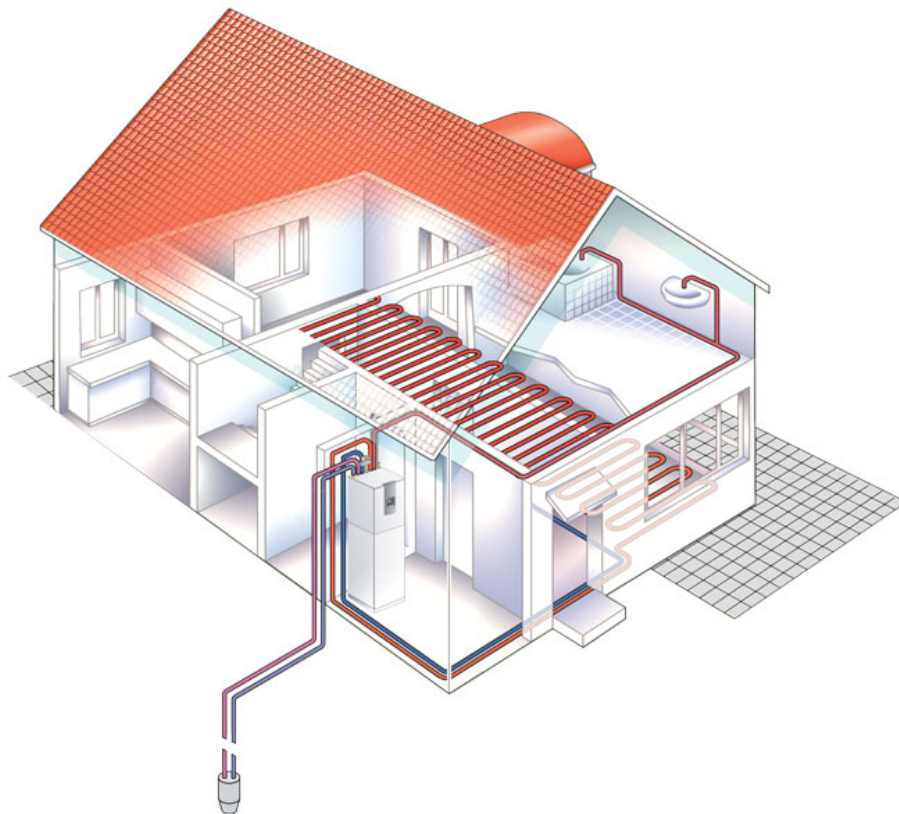
3.1.2 Tepelné čerpadlá zem – voda vertikálne uloženie (vrty)

Vertikálne uloženie kolektorov (hlbinný vrt) je na Obr. 3.2.

Systém s hlbinným vrtom je najdrahšou variantnou získavania nízkopotenciálového tepla. Pri hlbinných vrtoch je dôležitým faktorom geologická situácia v mieste realizácie vrtu – geologický prieskum. Vrty následne musia spĺňať rôzne normy, legislatívy a predpisy. Taktiež trubky musia byť dimenzované na vyššie tlaky ako u horizontálneho uloženia.

Veľkou výhodou je nezávislosť na vonkajšej teplote. Teplota v hĺbkach, do ktorých sa dávajú trubky približne 50 – 150 m, je po celý rok stála, približne 8 až 12 °C (v lete je možné túto teplotu použiť na chladenie daného objektu) tým sa dosiahne vysoký vykurovací faktor. Zvislé uloženie odoberá tepelnú energiu po celej hĺbke vrtu a tým ostáva teplota pôdy pod povrchom nezmenená resp. neovplyvňuje vegetáciu, na rozdiel od horizontálneho uloženia. Zo znalosti, že systém odoberá energiu po celej hĺbke vrtu a že teplota v týchto hĺbkach je takmer nemenná, býva systém navrhnutý ako monovalentný (dokáže pokryť celú spotrebu tepla objektu) .

Tepelné čerpadlá s hlbinnými vrtmi sú realizované najmä v severských štátoch, ako napr. Švédsko, kde teploty v období zimy klesajú na veľmi nízke teploty.



Obr. 3.2 Tepelné čerpadlo zem – voda s hlbinným vrtom [7]

3.2 Tepelné čerpadlá voda – voda

Najvyšší tepelný potenciál ako primárny zdroj má voda. Voda je dobrým zdrojom nízkopotenciálneho tepla, vďaka dobrým fyzikálnym vlastnostiam je vhodným médium pre prenos tepla. Tepelné čerpadlo voda - voda sa radí medzi najúčinnnejšie.

Teplo môže byť čerpané z povrchových tečúcich vôd (rieky), z povrchových stojatých vôd (jazerá, priehrady), alebo z podpovrchových (spodných) vôd. Ako zdroj nízkopotenciálneho tepla je potrebný kvalitný a výdatný vodný zdroj s dostatočnou teplotou (okolo 7°C), ktorá nesmie byť chemicky agresívna alebo príliš tvrdá, aby nezanášala výmenník. [8]

Pred samotným rozhodnutím inštalácie tepelného čerpadla voda – voda je nutné vykonať rozbor vody a čerpaciu skúšku (výdatnosť prameňa), ktorá trvá približne mesiac a to nasledovne. Na obehovom čerpadle sa nastaví potrebný prietok podľa požadovaného výkonu tepelného čerpadla. Čerpadlo po celú dobu približne jedného mesiaca čerpá vodu, aby bolo zreteľné, že zdroj je dostatočný práve pre náš navrhnutý systém. [11]

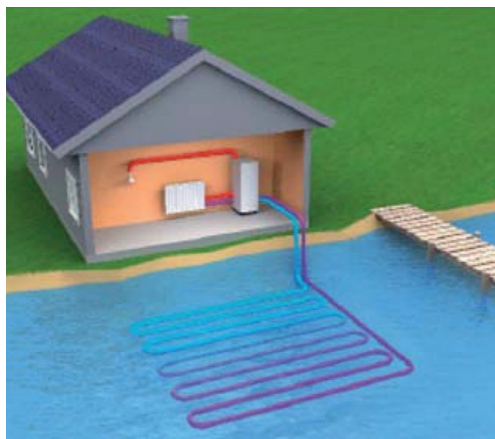
3.2.1 Tepelné čerpadlá voda – voda, využitie stojatej vody

Použitie povrchových vôd (Obr. 3.3) ako sú jazerá a rieky je technicky možné, ale je sprevádzané mnohými problémami. Jedným z problémov je fakt, že v období zimy teplota vody klesá k bodu mrazu a tým pádom klesá aj prietok, preto je nutné aby výmenníkom prúdilo nemrznúce médium. Vhodné oblasti použitia sú tam, kde sa zvýšila teplota vody napr. z dôvodov výstavby elektrárne. Pri určitých podmienkach je možné, aby povrchová voda bola čerpaná priamo k tepelnému čerpadlu a ochladená vypúšťaná späť. S touto alternatívou však nastáva niekoľko problémov. Voda ktorú vypúšťame späť môže byť znečistená, výmenník môžu poškodiť nežiadané

objekty privedené do systému a ďalej existuje požiadavka, aby voda, ktorú vraciame späť mala teplotu minimálne +2 °C (z dôvodov fauny a flóry).

Výmenník je možné umiestniť buď priamo do vody alebo je možné ho zapustiť do brehu. Pri umiestnení výmenníka priamo do vody musí mať dostatočnú plochu a musí byť dostatočne dimenzovaný, aby nespôsobil ohrozenie vodných živočíchov a rastlín.

Samozrejme je možné vyššie uvedené problémy odstrániť prídavnými zariadeniami (filtre apod.), to ale spôsobí zvýšenie nákladov. Nájsť dostatočný zdroj vody v blízkosti vykurovaného objektu je obyčajne veľmi náročné.



Obr. 3.3 Tepelné čerpadlo voda – voda, využitie povrchových vôd [10]

3.2.2 Tepelné čerpadlá voda – voda, využitie podzemnej vody

Využitie podzemných vôd (napr. studňa) je sprevádzané menšími komplikáciami ako využitie nízkopotenciálneho tepla z povrchových vôd. Často je však poukazované na kolísanie teploty behom roku (1 až 2 °C). Vzťah pre výpočet teploty studničnej vody (t_w) [1]:

$$t_w = t_s + 1 + 0,03 \cdot h \text{ (}^\circ\text{C; }^\circ\text{C, K}\cdot\text{m}^{-1}\text{)} \quad (3.1)$$

Kde:

- t_s – priemerná teplota vzduchu
- h – hĺbka prameňa pod zemou
- 0,03 – geotermický gradient

Pri použití treba brať do úvahy, že odber vody závisí na výkone tepelného čerpadla a stupni chladenia. Spotreba vody mnohonásobne prekračuje bežnú spotrebu. Obecne je možné uvažovať spotrebu 0,07 až 0,11 m³·h⁻¹ vody na 1 kW vykurovacieho výkonu. Tento prietok je potrebný mať neustále.

Tab. 3-1 – Potrebná výdatnosť zdroja spodnej vody [12].

Výkon odoberaný z vody	Tepelný výkon tepelného čerpadla s vykurovacím faktorom		Prietok vody pri ochladení o 4 K		Prietok vody pri ochladení o 6 K	
	3	4				
kW	kW	kW	l/min	m ³ /hod	l/min	m ³ /hod
3	4,5	4	11	0,6	7	0,4
5	7,5	6,7	18	1,1	12	0,7
8	12	10,7	29	1,7	19	1,1
10	15	13,3	36	2,2	24	1,4

Odčerpaná voda zo studne sa nemôže vracat' späť a preto je odčerpávaná do druhej studne tzv. vsakovacej. Studne musia byť od seba dostatočne vzdialené (aspoň 10 m), najlepšie v smere prúdenia podzemných vôd od čerpacej studne [11].



Obr. 3.4 Tepelné čerpadlo voda – voda, využitie podzemných vôd [9]

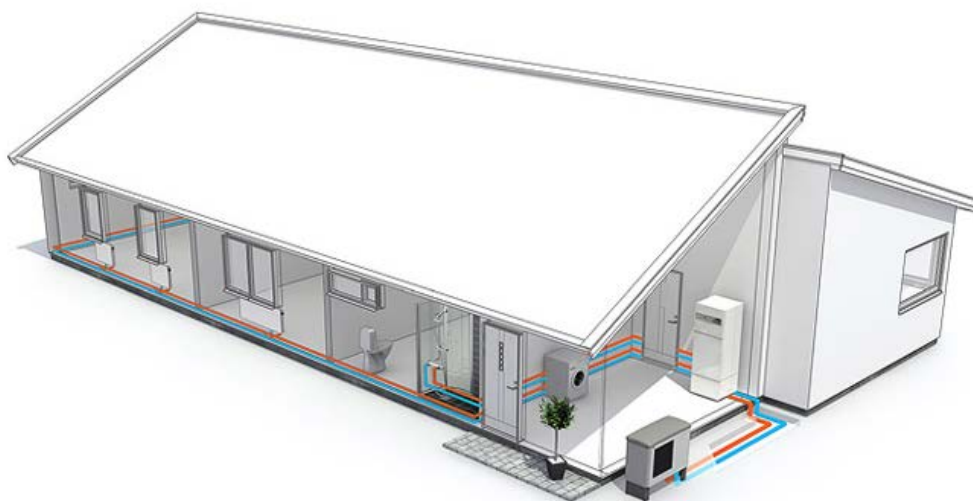
Ďalšou možnosťou je využitie odpadných vôd. Odpadné vody majú zvyčajne vyššie teploty, čo zaručuje vyšší vykurovací faktor. Pre správne fungovanie a bezpečnosť systému musí byť odpadná voda zbavená pevných nečistôt. Ako bolo vyššie spomenuté, voda musí spĺňať určité podmienky, ktorých je možné dosiahnuť prídavnými zariadeniami, čo ale zvyšuje náklady celého systému.

3.3 Tepelné čerpadlá vzduch – voda

Tepelné čerpadlá vzduch – voda (Obr. 3.5) v porovnaní so systémami zem – voda a voda – voda nevyžadujú takmer žiadne náročné výkopové a stavebné práce, čo má za následok zmenšenie nákladov na celý systém. Taktiež inštalácia je veľmi jednoduchá (nie sú potrebné žiadne povolenia) a dostupnosť zdroja tepla (v tomto prípade vzduch) je k dispozícii všade.

Nevýhodou však oproti systémom zem – voda a voda – voda je, že systém odoberá nízko potenciálne teplo zo vzduchu, ktorý má nízku hustotu a nízku mernú tepelnú kapacitu oproti zeme

a vode. Z dôvodu týchto termofyzikálnych parametrov vzduchu a faktu, že súčiniteľ prestupu tepla medzi vzduchom a výmenníkom má nízke hodnoty musí výparník prúdiť dostatočné množstvo vzduchu. Toto je možné doceliť dostatočnými rozmermi výparníka a nútenou cirkuláciou vzduchu, ktorú zabezpečujú ventilátory. Príkony ventilátorov zaistujúcich nútený prietok vzduchu nie je možné zanedbať, majú negatívny dopad na ekonomickú a energetickú bilanciu. Ventilátory sú zároveň určitým zdrojom hluku, ktorý podobne ako príkon, nie je možné zanedbať. Hluk je možné eliminovať či už správnym návrhom a vhodnými riešeniami alebo vhodným umiestnením.



Obr. 3.5 Tepelné čerpadlo vzduch – voda [13]

So zmenou teploty vonkajšieho vzduchu sa tiež mení vykurovací výkon tepelného čerpadla (veľký rozdiel vo výkone v lete a zime). Pri určitých atmosférických podmienkach a vlhkosti vzduchu môže na výparníku vzniknúť námraza. Vzniknutá námraza na povrchu výparníka zhoršuje prestup tepla a taktiež zväčšuje odpor v smere prietoku vzduchu (zmenšuje prietok vzduchu).

Odstraňovanie námrazy býva automatické, je možné dvoma spôsobmi:

- Každé tepelné čerpadlo je možné prevádzkovať v reverznom chode, kedy sa z výparníka stane kondenzátor a naopak. Vtedy sa teplo dostáva na výparník a ten začína odmrzáť.
- Privedenie plyného chladiva z výstupu kompresora do výparníka (pomocou magnetického ventilu EMV s obmedzovačom prietoku chladiva) [14].

Odstraňovanie námrazy negatívne ovplyvňuje energetickú a tým aj ekonomickú bilanciu systému.

Koncepcie tepelných čerpadiel vzduch - voda sú dve:

- **Splitová** – prepojenie vonkajšej a vnútornej jednotky je pomocou tzv. chladiarenského potrubia. Výhodou tohto riešenia je obmedzenie rizika premrznutia v prípade dlhodobšieho výpadku elektrickej energie, ktoré v tomto prípade nie je potrebné riešiť. V tomto prevedení je dôležitá čo najmenšia vzdialenosť medzi vonkajšou a vnútornou jednotkou z dôvodu obmedzenia tepelných strát.
- **Kompaktná** – všetka technológia tepelného čerpadla je vo vonkajšej jednotke a do objektu je vedené potrubie s vykurovanou vodou priamo do systému. V tomto prípade je potrebné realizovať opatrenia zabraňujúce namrznutiu výparníka.

Tento druh tepelného systému sa vo väčšine prípadoch volí ako bivalentný (nepokryje celú spotrebu tepla objektu).

Podľa typu kompresora sa tepelné čerpadlá delia:

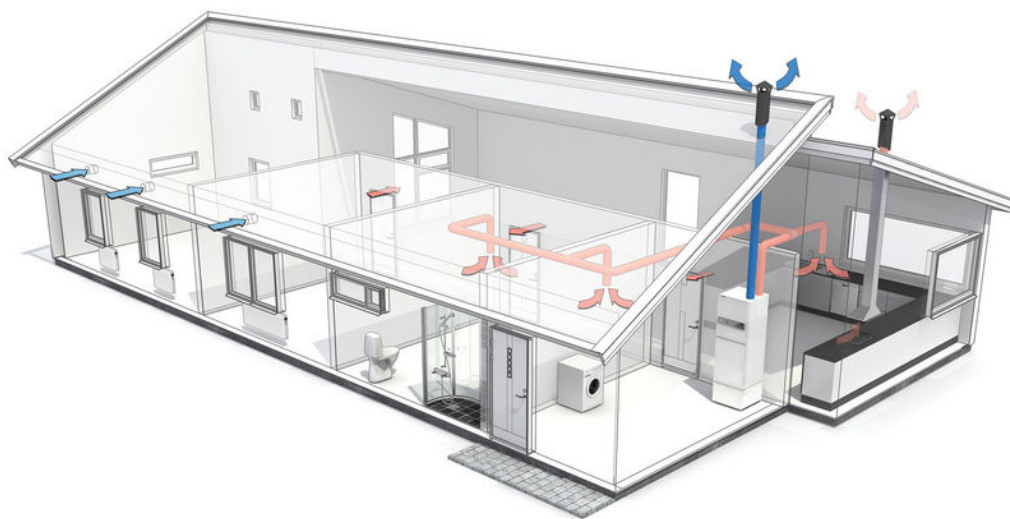
- **Invertor** – jedná sa o tepelné čerpadlá s meniteľným výkonom. Tepelné čerpadlo dodáva do domu presne toľko energie koľko je potreba. Vďaka tomu nie je potrebné energiu akumulovať do akumuláčnej nádrže. Tepelné čerpadlá typu invertor pracujú po celý deň viac hodín, no na nižší výkon. Na nižší výkon pracujú aj ventilátory a systém je väčšinu času tichší, ako sú deklarované hodnoty hlučnosti.
- **On/Off** – jedná sa o tepelné čerpadlá, ktoré pracujú na konštantný výkon a to na 100 % výkonu. V tomto prípade je potrebné mať akumuláčnú nádrž pre uchovávanie tepelnej energie. Pracujú na 100 % svojho výkonu a teda aj ventilátory vykazujú maximálne hodnoty hlučnosti, ale iba kratší časový úsek. Tento typ tepelných čerpadiel je najčastejšie typu kompakt [10].

Tento systém tepelných čerpadiel vzduch - voda je v dnešnej dobe najrozšírenejší a najviac používaný.

3.4 Tepelné čerpadlá vzduch – vzduch

Systém tepelných čerpadiel vzduch – vzduch alebo tzv. ventilačné tepelné čerpadlá (Obr. 3.6) sú totožné so systémom vzduch – voda. Rozdiel je, že vzduch, z ktorého odoberáme teplo je tzv. odpadný vzduch (generovaný osobami, svetelnými zdrojmi, či inými spotrebičmi), ktorý by bol bez úžitku z objektu vypustený von. Tento spôsob využitia odpadného tepla sa tiež nazýva rekuperácia tepla.

Čerstvý vzduch sa privádza ventilačnými prieduchmi, ktoré je možné čistiť. Prúdenie vzduchu objektom môže byť zabezpečené ventilačnými otvormi. Odpadný vzduch z miestností je nasávaný do ventilačného systému a následne vedený do tepelného čerpadla, kde prebieha proces rekuperácie. Po odobraní energie zo vzduchu tepelným čerpadlom je odpadný vzduch vypúšťaný von [15].



Obr. 3.6 Tepelné čerpadlo vzduch – vzduch [15].

4 HODNOTENIE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA

Ako bolo spomenuté na začiatku kapitoly 3 je nevyhnuté hodnotiť tepelné čerpadlá z troch hľadísk:

- Energetické hľadisko
- Ekonomické hľadisko
- Ekologické hľadisko

V tejto kapitole budú rozobrané jednotlivé hľadiská a tiež voľba vhodnej prevádzky tepelného čerpadla.

V kapitole 4 a jej podkapitolách je čerpané z [1] a [12].

4.1 Energetické hľadisko

V predošlých odstavcoch bol viackrát spomínaný vykurovací faktor. Je základným ukazovateľom energetickej bilancie tepelných čerpadiel.

Vykurovací faktor pre ideálny Carnatov cyklus môžeme vypočítať podľa nasledujúceho vzťahu

$$\varepsilon_{c,id} = \frac{T_K}{T_K - T_V} \quad (-; K, K) \quad (4.1)$$

Kde:

- $\varepsilon_{c,id}$ – vykurovací faktor ideálneho Carnatovho cyklu
- T_K – kondenzačná (výstupná) teplota
- T_V – vyparovacia (vstupná) teplota

Pri výpočte skutočného vykurovacieho faktora musíme brať do úvahy nasledovné:

- Veľkosť teplovýmenných plôch ($0,88 \pm 0,07$).
- Parametre reálneho chladiča ($0,84 \pm 0,06$).
- Straty tepla do okolia ($0,94$ až $0,95$).
- Príkon pomocných zariadení ($0,84$ až $0,94$).
- Použitie reálneho kompresora ($0,58 \pm 0,04$)

Pre vykurovací faktor skutočného obehu potom platí:

$$\varepsilon = 0,9 + 0,74 \cdot \frac{T_V}{T_K - T_V} - 0,0032 \cdot T_V - 0,765 \cdot \frac{T_V}{T_K} \quad (-; K, K) \quad (4.2)$$

Vyššie uvedený vzťah môžeme zjednodušiť na:

$$\varepsilon = 0,4 \cdot \frac{T_K}{T_K - T_V} \quad (-; K, K) \quad (4.3)$$

Koeficient 0,4 zahrňuje všetky vyššie uvedené fakty.

4.1.1 COP

Energetickú efektívnosť tepelného čerpadla, ako termodynamického cyklu popisuje *energetický vykurovací faktor* (COP). COP je hlavným porovnávacím parametrom jednotlivých typov tepelných čerpadiel. COP je možné vyjadriť z rovnice:

$$COP = \frac{P_{te}}{P_e} \quad (-; W, W) \quad (4.4)$$

Kde:

- P_{te} – tepelný výkon
- P_e – elektrický príkon

Na základe vyššie uvedeného vzťahu môžeme tvrdiť, že COP je pomer tepelného výkonu dodaného a množstva spotrebovanej energie (elektrický príkon).

Pre tepelný výkon (P_{te}) platí vzťah:

$$P_{te} = Q_m \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (W; kg \cdot s^{-1}, J \cdot kg^{-1} \cdot K^{-1}, K) \quad (4.5)$$

Kde:

- P_{te} – tepelný výkon
- Q_m – hmotnostný prietok chladiva
- C_p – merná tepelná kapacita teplotnosnej látky
- ΔT – rozdiel teplôt na vstupe a výstupe z kondenzátora

Pre porovnanie energetickej efektívnosti tepelného čerpadla s ostatnými energetickými zdrojmi tepla je potrebné definovať tzv. *súčiniteľ efektívnosti*. Je to vlastne pomer tepelného výkonu tepelného čerpadla a tepelného výkonu porovnávaného energetického zdroja tepla. Pre tento súčiniteľ je definovaný vzťah:

$$\varphi = \frac{P_{te}}{Q_{porov}} = COP \cdot \frac{\eta_e}{\eta_{porov}} \quad (-; W, W; -, -) \quad (4.6)$$

Kde:

- P_{te} – tepelný výkon tepelného čerpadla
- Q_{porov} – tepelný výkon porovnávaného zdroja
- η_e – účinnosť výroby elektrickej energie
- η_{porov} – účinnosť porovnávaného tepelného zdroja

Ak je hodnota súčiniteľa efektívnosti vyššia ako jedna, znamená to, že energetická premena pomocou tepelného čerpadla je efektívnejšia ako výroba poháňacej (elektrickej) energie. Hodnota súčiniteľa efektívnosti menšia ako jedna znamená presný opak. Ak súčiniteľ efektívnosti vyjde rovný jeden, potom systém má rovnakú efektívnosť energetickej premeny ako výroba energie pre tento systém teda nemá ani pozitívny ani negatívny vplyv na zníženie spotreby primárnych energetických zdrojov.

Pri niektorých tepelných čerpadlách je možné sa stretnúť so zápisom: COP pri 0°C/35°C je 4,5 podľa EN 14 511. Znamená to, že sa jedná o tepelné čerpadlo, ktorá má teplotu primárneho média 0 °C a teplotu vykurovacej vody 35 °C a jeho vykurovací faktor je 4,5. Označenie EN 14 511 značí, že meranie prebehlo v exaktných podmienkach, podľa metodiky EN 14 511 [18].

Okrem COP sa pri tepelných čerpadlách určujú ďalšie dodatočné faktory. Sú to *SCOP* a *SPF*. COP bol rozobraný vyššie, v nasledujúcej tabuľke je porovnanie jednotlivých koeficientov [16].

Tab. 4-1 – Porovnanie jednotlivých koeficientov

	COP	SCOP	SPF
Teploty	Určené teploty zdroja tepla a teploty vykurovania, pri ktorých sa pre TČ podľa normy STN EN 14511 vyhodnocuje COP	Normatívne vonkajšie teploty s počtom hodín lepšie odrážajú skutočnú prevádzku v sezóne v danej klimatickej zóne	Reálne namerané vonkajšie teploty s počtom hodín pre vybranú klimatickú oblasť
Vyrobená tepelná energia	Vypočíta sa len výkon pre určené vonkajšie teploty a teploty vykurovania	Vypočíta sa pre normatívne vonkajšie teploty. Integruje prevádzku aj pri čiastočnom zaťažení	Zodpovedá simulovanej prevádzke v určených teplotných intervaloch
Prídavná energia	Neberie do úvahy prídavnú energiu	Zahrňa prídavnú energiu ako napr. termostat, pohotovostný režim, ohrev oleja, atď.	Zahrňa prídavnú energiu
Príprava teplej vody	Neberie do úvahy prípravu teplej vody ani tepelné straty	Nezahrňa prípravu teplej vody, tepelné straty	Zahrňa tepelné straty zásobníka a energiu na TV
	Normatívne	Normatívne	Normatívne
	Merané, okamžité		Merané
	Projektované		

4.1.2 SCOP

Koeficient SCOP sa stanovuje na základe dát z testovania tepelného čerpadla v skúšobni a klimatických dát. Zjednodušene sa dá povedať, že sa v laboratóriu zistí vykurovací faktor čerpadla pri teplote 5 °C, z nameraných klimatických dát sa následne zistí koľko táto teplota v roku trvá a následne sa vypočíta vyrobená a spotrebovaná energia. Podobne sa postupuje aj pre ostatné teploty. Nakoniec sa všetky hodnoty sčítajú. Hodnota koeficientu SCOP je uvedená na energetickom štítku tepelného čerpadla.

Hodnota koeficientu SCOP však počíta s klimatickými dátami, kedy ani v zime teplota neklesne pod -10 °C.

SCOP sa udáva pre teplotu vykurovacej vody 35 °C. To je zároveň maximálna teplota, ktorú má systém pri -10 °C, no pre podlahové kúrenie, ktoré vyžaduje najnižšiu teplotu pre vykurovanie, sa uvažuje s teplotou 40 °C (35 °C sa uvažuje pre pasívne a nízko energetické domy). Tento fakt skresľuje hodnoty sezónneho koeficientu efektívnosti (SCOP), kedy pri teplote vykurovanej vody

35 °C je SCOP 4,8, pričom pri vykurovaní radiátorovým systémom na teplotu 55 °C bude SCOP 3,5.

Ako je spomenuté vo vyššie uvedenej tabuľke koeficient SCOP nezahŕňa ohrev teplej vody. Pri vykurovaní a ohreve teplej vody sa výsledný vykurovací faktor pre celý objekt výrazne zhorší.

Aby vyšiel SCOP vysoký uvažuje sa so systémom tepelného čerpadla v monovalentnej prevádzke respektíve ako monovalentný zdroj, kedy pokryje 100 % tepelných strát celého objektu aj pri najnižších teplotách. To je bez problémov možné pri -10 °C, ale pri -15 °C už bude tepelné čerpadlo predimenzované a pri teplejších dňoch bude kompresor cyklovať aj pri frekvenčne riadených jednotkách.

SCOP môže byť použitý pre porovnanie jednotlivých čerpadiel. Je ale potrebné skontrolovať, či udávaný SCOP je pre rovnakú tepelnú stratu a bod bivalentie. Rovnaké tepelné čerpadlo môže mať viac rôznych hodnôt SCOP podľa toho, aké si výrobca pri zadaní výpočtu zvolí. Porovnanie rôznych typov čerpadiel pomocou SCOP je tiež možné, avšak je značne zavádzajúce. A to z dôvodu, že sa počíta s teplotami do -10 °C. Preto napríklad pri typoch vzduch – voda SCOP v chladnejších regiónoch výrazne klesne, pričom pri typoch zem – voda sa výrazne nezmení [17].

4.1.3 SPF

SPF v preklade sezónny výkonový faktor udáva ako efektívne pracuje tepelné čerpadlo **počas celého roku** (hodnota prevádzkovej výkonnosti je meraná po celý rok). Je to pomer dodaného tepla ku spotrebovanej elektrickej energii, podobne ako COP. Z toho vyplýva, že čím je SPF vyššie tým je systém efektívnejší. K určeniu SPF slúži vzťah [19]:

$$SPF = \frac{Q}{E} \quad (-; \text{kW}\cdot\text{h}, \text{kW}\cdot\text{h}) \quad (4.7)$$

Kde:

- Q – dodaná tepelná energia za celý rok
- E – spotrebovaná elektrická energia za celý rok.

4.2 Ekonomické hľadisko

Ekonomickú efektívnosť tepelných čerpadiel môžeme určiť z investičných a prevádzkových nákladov a ich porovnaní zo spôsobom výroby tepla. Pre toto je definovaná rovnica:

$$(N_{PE} + IN \cdot JIN + N_{PR})^{T\check{C}} < (N_{PE} + IN \cdot JIN + N_{PR})^{PS} \quad (\text{K}\check{\text{c}}, \text{K}\check{\text{c}}, \text{K}\check{\text{c}}, \text{K}\check{\text{c}}) \quad (4.8)$$

Kde:

- N_{PE} – ročné náklady na palivo a dodanú energiu
- N_{PR} – ročné prevádzkové náklady bez nákladov na palivo a energiu
- IN – investičné náklady
- JIN – podiel jednorazových investičných nákladov (odpisy)

Ľavá strana rovnice (4.8) popisuje okruh s tepelným čerpadlom, pravá strana porovnávaný systém výroby tepla. Ročné náklady na palivo a energiu pre kompresorový obeh tepelného čerpadla s elektromotorovým pohonom kompresora a náklady na výrobu tepla spaľovaním fosílného paliva v kotle môžeme určiť z nasledujúcich vzťahov:

$$(N_{PE})^{T\check{C}} = c_e \cdot Q_R \cdot \frac{1}{COP} \text{ (Kč, Kč} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}, \text{ W} \cdot \text{h, -)} \quad (4.9)$$

$$(N_{PE})^{PS} = c_q \cdot Q_R \cdot \frac{1}{\eta_k} \text{ (Kč, Kč} \cdot \text{W}^{-1} \cdot \text{h}^{-1}, \text{ W} \cdot \text{h, -)} \quad (4.10)$$

Kde:

- c_e – cena elektrickej energie
- c_q – cena tepla v palive
- Q_R – ročná dodávka tepla
- η_k – účinnosť kotla

Vzťah (4.8) nepopisuje komplexné hodnotenie ekonomickej efektívnosti investície do systému tepelného čerpadla. Popisuje iba nutnú podmienku pre dosiahnutie ekonomickej výhodnosti v porovnaní s inými spôsobmi výroby tepla. Koeficient SPF čiastočne popisuje ekonomickú efektívnosť prevádzky tepelného čerpadla.

4.3 Ekologické hľadisko

V tejto podkapitole je čerpané z [21] a [22].

Riziká tepelných čerpadiel z ekologického hľadiska vznikajú pri úniku chladiva, ktoré poškodzuje ozónovú dieru (dnešné chladivá sú ekologickejšie). Toto riziko resp. ekologickú efektívnosť tepelného čerpadla určuje hodnota TEWI, čo je vlastne hodnota udávajúca celkový dopad na globálne oteplenie, ktoré môže tepelné čerpadlo spôsobiť prípadným únikom chladiva a využívaním elektrickej energie (pohon kompresora), čo má vplyv na produkciu skleníkových plynov. Pre výpočet TEWI slúži vzťah:

$$TEWI = (n \cdot L \cdot m \cdot GWP) + (n \cdot E_{ročne} \cdot EF) + (L_{zruš} \cdot m \cdot GWP) \quad (4.11)$$

(kgCO₂; rok, %, kgchladiva, $\frac{\text{kgCO}_2}{\text{kgchladiva}}$, kW · h · rok⁻¹, $\frac{\text{kgCO}_2}{\text{kW} \cdot \text{h} \cdot \text{rok}^{-1}}$, %)

Kde:

- n – životnosť zariadenia
- L – percentuálny ročný únik chladiva
- m – množstvo chladiva
- GWP – potenciál globálneho otepľovania
- $E_{ročne}$ – ročná spotreba elektrickej energie
- EF – emisný faktor CO₂ na výrobu jednej kWh
- $L_{zruš}$ – percento úniku chladiva pri demontáži systému

4.4 EHPA

V tejto podkapitole je čerpané z [20].

Hodnotenie efektívnosti, výkonnosti a najmä **kvality** tepelných čerpadiel obstaráva európska asociácia pre tepelné čerpadlá v skratke EHPA. Táto asociácia testuje jednotlivé tepelné čerpadlá podľa požadovaných noriem.

Výrobcovia tepelných čerpadiel môžu požiadať o certifikát kvality. Výrobca musí pre testy poskytnúť príslušné dáta tepelného čerpadla. Nižšie je uvedený príklad požadovaných dát a vykonaných testov pre systém vzduch - voda:

- Používaná teplota: nízka a/alebo stredná teplota
- Stály alebo premenlivý prietok
- Stála alebo premenlivá výstupná teplota
- Spotreba elektrickej energie
- Podľa podmienok testovania:
 - Výstupnú teplotu vody
 - Deklarovaný výkon
 - Deklarovaný COP
 - Degradáčny faktor

EHPA následne vykoná:

- Výkonový test
- Test a kalkuláciu SCOP
- Akustický test
- Test pracovného rozsahu
- Test bezpečnosti systému

5 BIVALENTNÝ BOD

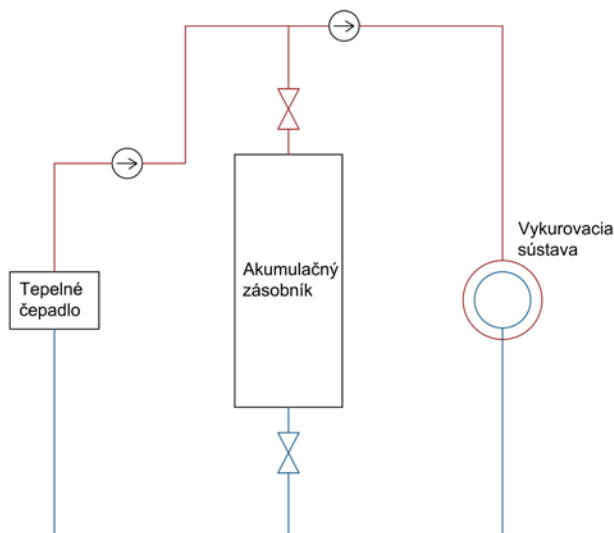
V tejto kapitole a jej podkapitolách je čerpané z [1].

Tepelné čerpadlá môžu v systéme slúžiť ako samostatný zdroj tepla (pokrývajú celú tepelnú stratu objektu) no častejšie je využitie tepelných čerpadiel v spolupráci s iným tepelným zdrojom v danom objekte (pokrývajú určitú časť tepelnej straty daného objektu pri stanovených podmienkach), Hovoríme o takzvanom bivalentnom vykurovaní. Spoluprácou s iným tepelným zdrojom sa zabezpečí efektívne ekologické či ekonomické riešenie a využije sa plný potenciál oboch zdrojov.

V nasledujúcich kapitolách budeme uvažovať, že požadovaná teplota vo vykurovanom objekte je 20 °C.

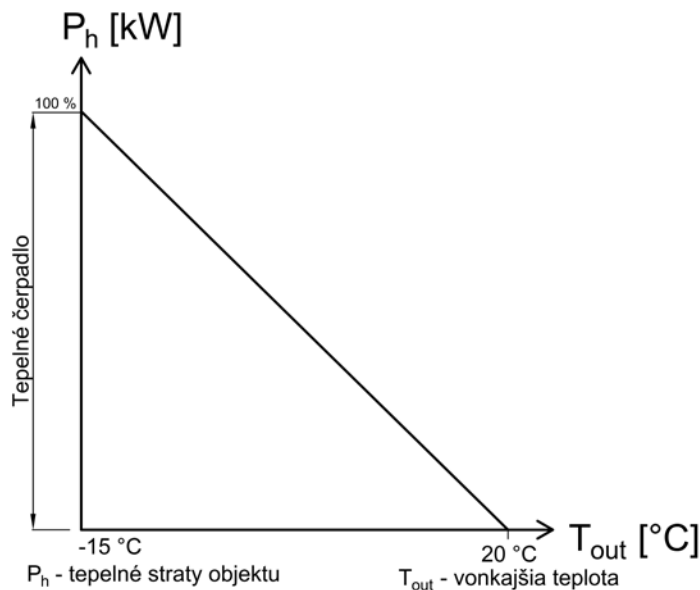
5.1 Monovalentné zapojenie

V monovalentnom zapojení pracuje tepelné čerpadlo ako hlavný a jediný zdroj tepla (Obr. 5.1) a tým pádom pokrýva celú tepelnú stratu objektu.



Obr. 5.1 Monovalentný systém.

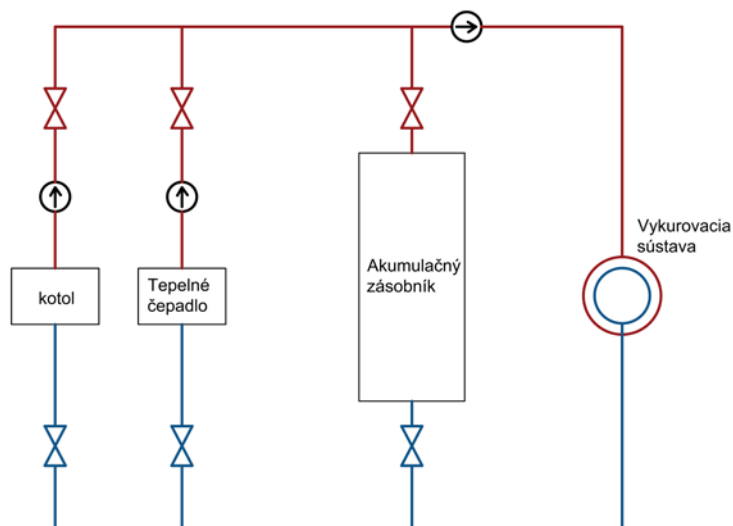
Z tohto dôvodu je tepelné čerpadlo predimenzované aby aj pri nízkych teplotách okolitého vzduchu (ak uvažujeme systémy vzduch – sekundárne médium) pokrylo tepelné straty. Z Obr. 5.2. vyplýva, že tepelné čerpadlo nie je plne využité počas vykurovacej sezóny. Predimenzovanie má negatívny ekonomický a energetický dopad, a preto systémy v tomto zapojení nie sú často využívané. Monovalentný systém sa využíva najmä pri objektoch s tepelnou stratou do 10 kW.



Obr. 5.2 Monovalentné zapojenie – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.

5.2 Bivalentné zapojenie

Ako je spomínané na začiatku kapitoly 5, hovoríme o bivalentnom zapojení, keď tepelné čerpadlo spolupracuje na krytí tepelných strát s doplnkovým zdrojom tepla. Oproti monovalentnému zapojeniu je tepelné čerpadlo navrhnuté na pokrytie nie 100 % tepelných strát objektu ale iba na časť, približne 50 až 75 %. Na Obr. 5.3 je zobrazenie zapojenia.



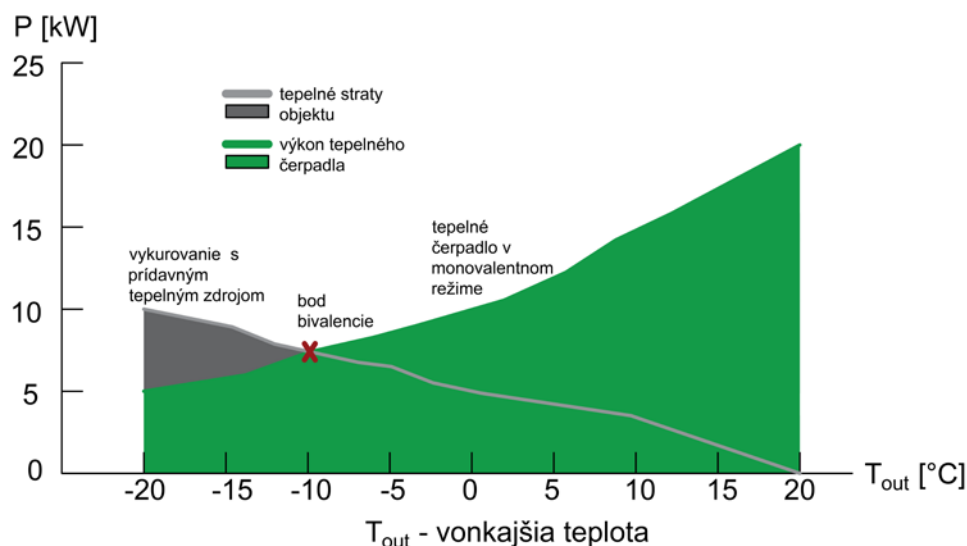
Obr. 5.3 Bivalentný systém.

Bivalentné zapojenie rozdeľujeme do troch podkategórií[1]:

- alternatívne – bivalentný
- paralelne – bivalentný
- čiastočne paralelne – bivalentný

5.2.1 Bod bivalence

Pre spoluprácu tepelných zdrojov v tomto zapojení potrebujeme určiť takzvaný bivalentný bod, ktorý je určený podľa teploty bivalence. V tomto bode je výkon tepelného čerpadla a potreba vykurovaného objektu v rovnováhe. Pri prekročení tohto bodu resp. teploty prevažuje tepelná potreba objektu nad výkonom tepelného čerpadla. Jednoduché znázornenie je uvedené na Obr. 5.4.



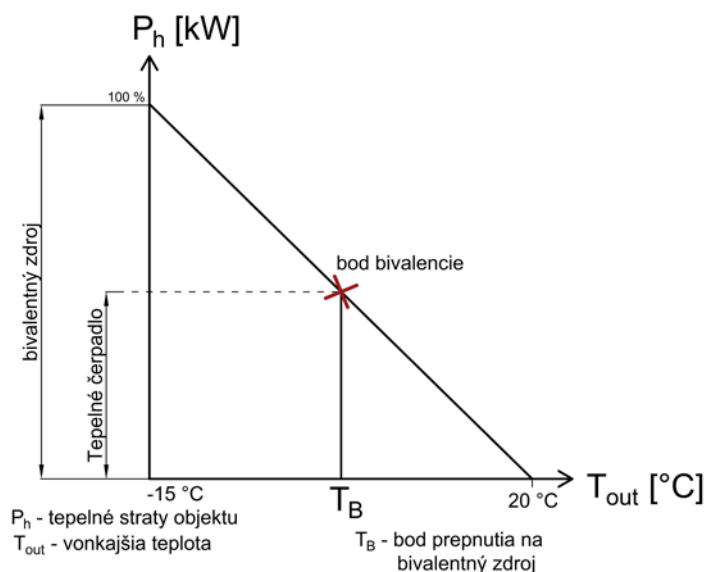
Obr. 5.4 Znázornenie bivalentného bodu.

V bivaletnom bode musí tepelné čerpadlo spĺňať dve základné podmienky:

- výkon tepelného čerpadla odpovedá potrebe z hľadiska vykurovacej sústavy.
- teplota vody, ktorú ohrieva tepelné čerpadlo odpovedá potrebe vykurovacej sústavy.

5.2.2 Alternatívne – bivalentný režim

V tomto režime je systém navrhnutý tak, že tepelné čerpadlo pokrýva tepelné potreby objektu do bodu bivalence. V prípade, že teplota klesne pod teplotu bivalence, je čerpadlo odstavené a tepelné potreby objektu zaisťuje ďalší tepelný zdroj (bivalentný zdroj), ktorým môže byť napríklad kotol či elektro kotol. Prevádzkový graf režimu je na Obr. 5.5.

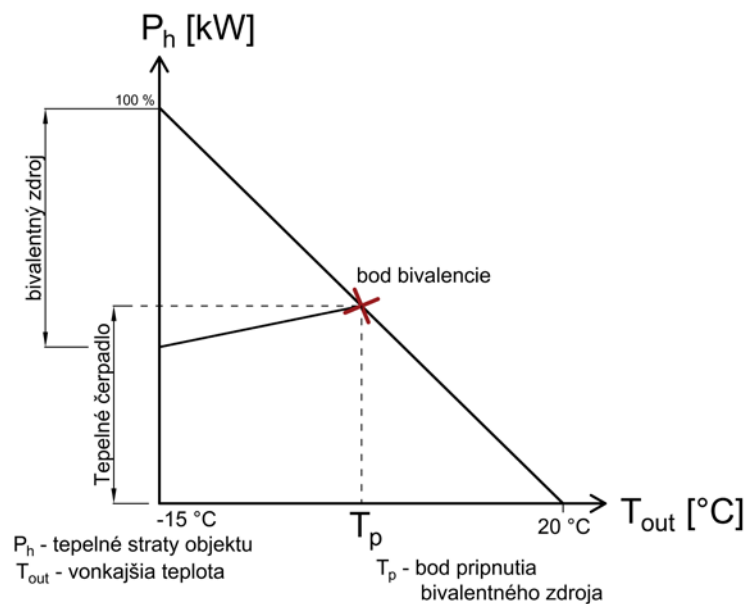


Obr. 5.5 Alternatívne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.

Z Obr. 5.5 je možné vidieť, že v tomto režime resp. prevedení pokrýva tepelné čerpadlo približne 25 až 50 % tepelných strát objektu. Plný potenciál tohto prevedenia je využitý najmä v prechodných obdobiach, kedy tepelné čerpadlo pracuje s vysokým COP, pracuje dlhšiu dobu na menovitý výkon a tým pádom sa skracuje doba návratnosti investície. Takto dimenzovaný vykurovací systém je vhodný pre systémy, ktoré pracujú s teplotou vykurovacej vody až 90 °C.

5.2.3 Paralelne – bivalentný režim

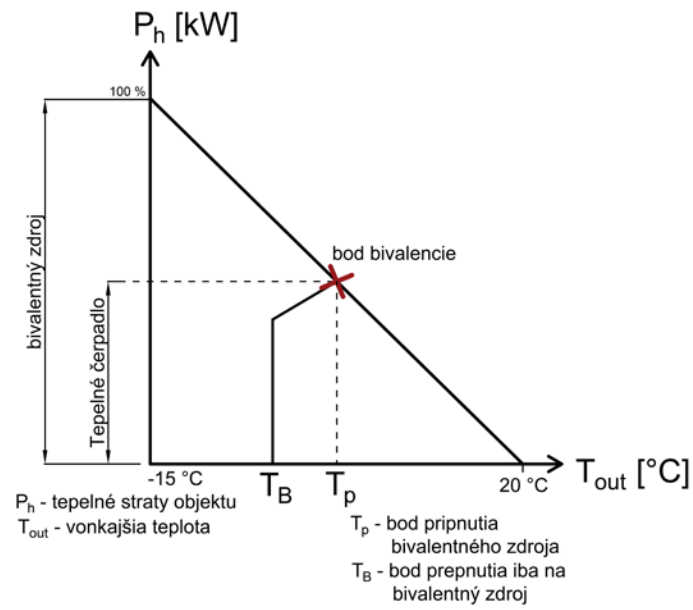
Je veľmi podobný alternatívne – bivalentnému režimu. Rozdiel je pri neustálej spolupráci zdrojov. Ak teplota klesne pod teplotu bivalencie, prídavný (bivalentný zdroj) spolupracuje s tepelným čerpadlom na krytí tepelných strát, kde pri alternatívne – bivalentnom režime pracovali samostatne. Tento režim sa používa najmä pri systémoch, kde je maximálna teplota vykurovacej vody 65 °C a pri podlahových kúreniach. Graf pokrytia strát je na Obr. 5.6.



Obr. 5.6 Paralelne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.

5.2.4 Čiastočne paralelne – bivalentný režim

Tento režim je kombináciou alternatívne – bivalentného režimu a paralelne – bivalentného režimu. Do bodu bivalencie kryje tepelné straty objektu iba tepelné čerpadlo. Ak poklesne teplota pod bod bivalencie, pripne sa prídavný (bivalentný) tepelný zdroj. V prípade, že tepelné čerpadlo už nie je schopné dodať vykurovaciu vodu o požadovanej teplote, je tepelné čerpadlo odstavené a následné krytie tepelných strát objektu preberá bivalentný zdroj. Grafické znázornenie režimu je na Obr. 5.7.



Obr. 5.7 Čiastočne paralelne – bivalentný režim – energetické pokrytie tepelných potrieb objektu.

6 PARAMETRE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA

V predchádzajúcich kapitolách je uvádzaný parameter COP, ktorý určuje efektívnosť systému tepelného čerpadla a zároveň aj jednotlivé rovnice pre jeho výpočet. Aby sme mohli jednotlivé rovnice vyriešiť, potrebujeme zistiť určité parametre. Ak systém pracuje vo vyhrievacom režime, potrebujeme poznať najmä nižšie uvedené parametre kondenzátora. Parametre výparníka, pokiaľ systém pracuje v tomto režime, nie sú podstatné no slúžia k určeniu množstva energie odobranej z okolia resp. množstva odobranej nízkoenergetického energie. Pri opačnom chode, je naopak potrebné poznať parametre výparníka. Nasledujúcim parametrom je spotrebovaná elektrická energia jednotlivých zariadení podieľajúcich sa na činnosti.

Vo vyhrievacom režime pracuje aj tepelné čerpadlo, pre ktoré je vyvíjaný tento systém. Jednotlivé parametre individuálnych častí tepelného čerpadla sú rozobrané v podkapitolách nižšie.

6.1 Kondenzátor

Požadované parametre kondenzátora:

- $T_{in,W}$ – teplota vody na vstupe do akumulácie nádrže (výstupná teplota na sekundárnej strane kondenzátora).
- $T_{out,W}$ – teplota vody na výstupe z akumulácie nádrže (vstupná teplota na sekundárnej strane kondenzátora).
- V_w – objemový prietok v sekundárnom okruhu kondenzátora.

Pre výpočet COP z (4.4) potrebujeme vypočítať P_{te} . Po čiastočných výpočtoch:

$$\Delta T = T_{in,W} - T_{out,W} \text{ (}^{\circ}\text{C; }^{\circ}\text{C, }^{\circ}\text{C)} \quad (6.1)$$

a zo znalosti objemového prietoku vody, hustoty vody $\rho = 997 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$ [24] a mernej tepelnej kapacity vody $C_p = 4.186 \text{ J} \cdot \text{g}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1} = 4186 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot ^{\circ}\text{C}^{-1}$ môžeme dosadiť do rovnice (4.5) a dostaneme tepelný výkon P_{te} odovzdaný do vykurovaného systému či objektu.

6.2 Elektrický spotrebič

Príkony elektrických spotrebičov podieľajúcich sa na práci systému:

- U – napätie spotrebiča.
- I – prúd spotrebičom.

Po dosadení do (6.2) vypočítame elektrický príkon P_e :

$$P_e = U \cdot I \text{ (W; V, I)} \quad (6.2)$$

Ak sa na práci podieľa viac spotrebičov sčítame ich príkony. Teraz už poznáme všetky premenné potrebné pre výpočet COP z (4.4).

6.3 Výparník

Parametre pre výpočet tepla, ktoré výparník prijme z okolia sú:

- $T_{in,A}$ – teplota vzduchu na vstupe do výparníka.
- $T_{out,A}$ – teplota vzduchu na výstupe z výparníka.

- V_A – objemový prietok vzduchu.

Nasledovné výpočty sú totožné s kondenzátorom. Rozdiel je v určení hustoty a mernej tepelnej kapacity vzduchu C_p pri konštantnom tlaku.

6.3.1 Určenie C_p a ρ vzduchu

V tejto kapitole je čerpané z [26] a zo spolupráce s výrobcou lamelových výmenníkov tepla firmou HPM therm s.r.o., ktorá pre návrh výmenníkov používa výpočtové programy firmy Zeller Consulting Suisse.

Merná tepelná kapacita C_p je funkcia, ktorá je závislá na teplote. Pre zistenie presnej hodnoty C_p použijeme tabuľku z [25], kde môžeme vidieť, že pri:

- | | |
|----------------------|---|
| a) 250 K = -23,15 °C | $C_p = 1,003 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| b) 300 K = 26,85 °C | $C_p = 1,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |
| c) 350 K = 76,85 °C | $C_p = 1,008 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ |

Z vyššie uvedených hodnôt vyplýva, že strmost' C_p medzi a) a b) je $0,00004 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2}$ ($\frac{1,005-1,003}{300-250}$) a medzi b) a c) je $0,00006 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2}$ ($\frac{1,008-1,005}{350-300}$). Hodnotu strmosti zaokrúhlime na $0,00005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2}$. Ako referenčnú hodnotu C_p budeme uvažovať hodnotu pri 300 K. Pre C_p pri 20 °C potom vychádza:

$$C_{p20^\circ\text{C}} = (273,15 \text{ K} + 20^\circ\text{C} - 300 \text{ K}) \cdot 0,00005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-2} + 1,005 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1} = 1,0046575 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$$

Určenie hustoty vzduchu ρ je zložitejší proces. Je to spôsobené tým, že na výslednú hodnotu má vplyv nadmorská výška, vlhkosť a teplota. S nadmorskou výškou sa mení lak a zároveň aj teplota, preto je tento fakt potrebné zohľadniť:

$$T_h = T_0 - L \cdot h \text{ (K; K} \cdot \text{m}^{-1}, \text{m)} \quad (6.3)$$

Kde:

- T_0 – štandardná teplota v nulovej nadmorskej výške 288.15 K.
- L – rýchlosť poklesu teploty v troposfére $6,5 \text{ K} \cdot \text{km}^{-1}$.
- h – výška nad morskou hladinou.

Je dôležité poznamenať, že rovnica (6.3) je platná iba v troposfére. Následne môžeme vypočítať tlak v danej nadmorskej výške, tzv. absolútny tlak podľa:

$$p = p_0 \cdot e^{-\frac{g \cdot M \cdot h}{R \cdot T_h}} \text{ (kPa; kPa, m} \cdot \text{s}^{-2}, \text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}, \text{m, J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \text{K)} \quad (6.4)$$

- p_0 – štandardný atmosférický tlak na morskej hladine 101.325 kPa.
- g – gravitačné zrýchlenie $9,80665 \text{ m} \cdot \text{s}^{-2}$.
- M – mólová hmotnosť suchého vzduchu $28,9644 \text{ kg} \cdot \text{kmol}^{-1}$.
- R – univerzálna plynová konštanta $8,31447 \text{ J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$.

Ak je vlhkosť vzduchu 0 % jedná sa o takzvaný suchý vzduch. Výpočet sa nám zjednoduší na rovnicu pre výpočet ideálneho plynu:

$$\rho = \frac{p \cdot M}{R \cdot T} \text{ (kg} \cdot \text{m}^{-3}; \text{Pa, kg} \cdot \text{mol}^{-1}, \text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \text{K}^{-1}) \quad (6.5)$$

Pri nenulovej vlhkosti sa do rovnice pre výpočet ideálneho plynu započítajú jednotlivé tlaky vodnej pary. Rovnica je teda nasledovná:

$$\rho = \frac{p_d \cdot M_d + p_v \cdot M_v}{R \cdot T} \quad (\text{kg} \cdot \text{m}^3; \text{Pa}, \text{kg} \cdot \text{mol}^{-1}, \text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}, \text{K}^{-1}) \quad (6.6)$$

- p_d – čiastočný tlak suchého vzduchu..
- M_d – mólová hmotnosť suchého vzduchu.
- p_v – tlak vodnej pary.
- M_v – mólová hmotnosť vodnej pary $1.8016 \text{ kg} \cdot \text{mol}^{-1}$.

Tlak vodnej pary p_v zistíme z tlaku saturovanej vodnej pary a relatívnej vlhkosti:

$$p_v = \frac{\Phi}{100} \cdot p_{sat} \quad (\text{Pa}; \%, \text{Pa}) \quad (6.7)$$

- Φ – relatívna vlhkosť.
- p_{sat} – tlak vodnej pary v saturácii.

Tlak vodnej pary v saturácii znamená tlak pri relatívnej vlhkosti 100 %. Pre zistenie tejto hodnoty pri danej teplote t použijeme výpočet podľa:

$$p_{sat} = 6,1078 \cdot 10^{\frac{7,5 \cdot t}{t+237,3}} \quad (\text{hPa}; ^\circ\text{C}) \quad (6.8)$$

Čiastočný tlak suchého vzduchu p_d dostaneme z rozdielu:

$$p_d = p - p_v \quad (\text{Pa}; \text{Pa}, \text{Pa}) \quad (6.9)$$

Po použití vyššie uvedených rovníc dostaneme potrebné hodnoty pre rovnicu (6.6). Po dosadení objemového prietoku vzduchu V_A a výsledku z rovnice (6.6) do rovnice (6.10) dostaneme hmotnostný prietok:

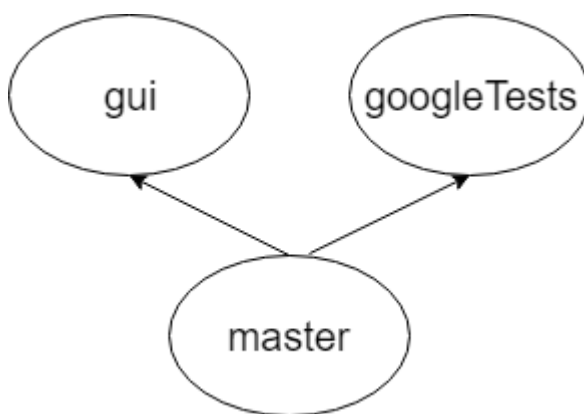
$$Q_{mA} = V_A \cdot \rho \quad (\text{kg} \cdot \text{s}^{-1}; \text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \text{kg} \cdot \text{m}^{-3}) \quad (6.10)$$

7 POUŽITÉ NÁSTROJE

Pri vytváraní aplikácie pre simuláciu tepelného čerpadle je vhodné použiť systém riadenia verzii, ktorý zabezpečuje oddelenie jednotlivých vetví projektu a zároveň vedie históriu o každej iterácii. Užívateľ si následne môže zobrazit' jednotlivé rozdiely medzi iteráciami.

Ako systém riadenia verzii bol použitý git, ktorý je v dnešnej dobe jeden z najpoužívanějších. Repozitár je možné nájsť na Github <https://github.com/hahaSK/HeatPump-Measurement-and-Regulation>. Repozitár je nastavený ako verejný a tým je možné vidieť a preskúmať celý zdrojový kód.

Štruktúra repozitára je nasledovná (Obr. 7.1):



Obr. 7.1 Štruktúra repozitára.

Vo vetve:

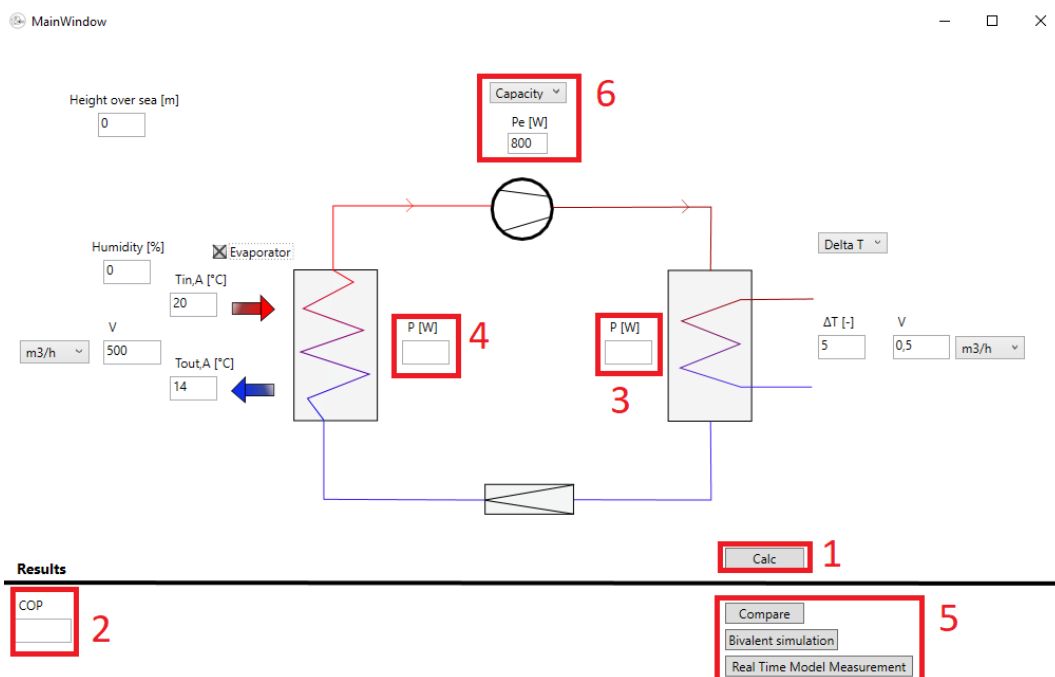
- *master* je matematická knižnica, jej zdrojový kód, výsledný program a inštalačný súbor.
- *googleTests* je zdrojový kód testov pre matematickú knižnicu a súbor pre spustenie testov.
- *gui* je zdrojový kód grafického užívateľského prostredia a jeho spustiteľný súbor.

Matematická knižnica bola napísaná v programovacom jazyku C++. Jej výstupom je DLL knižnica. Pre testovanie knižnice boli použité Google testy, ktoré slúžia na automatické testovanie korektnosti výslednej matematickej knižnice. Dokumentácia Google testov sa nachádza na <https://github.com/google/googletest/blob/master/googletest/docs/primer.md>. Grafické užívateľské rozhranie bolo napísané v jazyku C# a ako nosná konštrukcia bola použitá WPF.

Vykresľovanie grafov je pomocou balíčku Live Charts. Viac informácií na <https://lvcharts.net/>.

8 POPIS KALKULÁCIE SYSTÉMU TEPELNÉHO ČERPADLA

Po spustení programu sa zobrazí hlavné okno, Obr. 8.1.



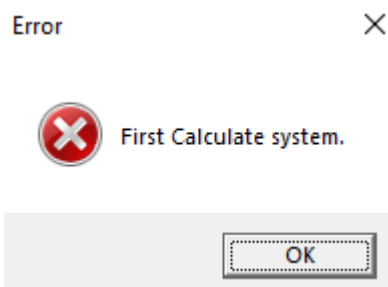
Obr. 8.1 Hlavné okno.

V hlavnom okne je výpočet energetického vykurovacieho faktora. Hodnoty sú zadávané do príslušných polí. Rozbaľovacie zoznamy umožňujú výber vstupných parametrov a jednotiek. Po zadaní hodnôt je možné uskutočniť výpočet stlačením tlačidla **Calc** (číslo 1 z Obr. 8.1). Po úspešnom výpočte sa vypočítaný vykurovací faktor COP vypíše do poľa číslo 2. V poliach číslo 3 a 4 sú hodnoty výkonu kondenzátora a výparníka (odobrané teplo z okolia). V poli číslo 5 sú tlačidlá pre otvorenie ďalších okien, ktorých jednotlivé popisy sú v kapitolách nižšie.

Do poľa číslo 6 sa zadávajú výkony resp. príkony **všetkých** elektrických spotrebičov podieľajúcich sa na práci tepelného čerpadla.

9 POROVNANIE TEPELNÉHO ČERPADLA S INÝM TEPELNÝM ZDROJOM

Na porovnanie tepelného čerpadla s iným tepelným zdrojom slúži okno porovnania, ktoré sa zobrazí po stlačení tlačidla Compare Obr. 9.2. Ak však tepelné čerpadlo nebolo vypočítané zobrazí sa chybová hláška, Obr. 9.1, v ktorej je napísané, aby užívateľ najprv spustil výpočet tepelného čerpadla.

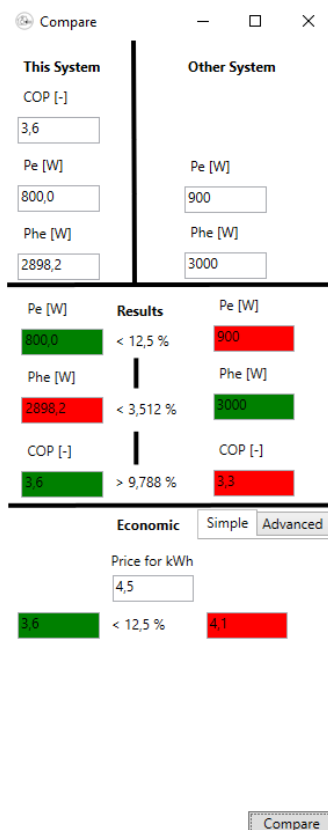


Obr. 9.1 Chybová hláška.

Obr. 9.2 Okno porovnania zdrojov.

V poliach číslo 1 na Obr. 9.2 sú hodnoty, ktoré sa preniesli z vypočítaného systému tepelného čerpadla z hlavného okna. Do polí číslo 2 sa zadávajú hodnoty iného tepelného zdroja. Do textového poľa sa zadáva cena za kWh. Toto však nie je povinné. Ak sa nezadá žiadna hodnota, porovnanie ceny za elektrickú energiu neprebehne. Porovnanie sa vykoná po stlačení tlačidla číslo 4, ktoré je v spodnej časti okna.

Ak nie sú zadané hodnoty do polí číslo 2 zobrazí sa chybová hláška. Ak je porovnanie úspešné, hodnoty a ich percentuálne porovnanie sú v poliach číslo 5 na Obr. 9.2. Úspešné porovnanie je zobrazené na Obr. 9.3.



Obr. 9.3 Okno porovnania – porovnanie.

Z Obr. 9.3 je vidieť, že percentuálne porovnanie sa nachádza medzi poliami. Percentá značia o koľko percent je nižšia hodnota menšia voči vyššej. Taktiež je vidieť, že výsledné polia majú rozdielne farby. Výhodnejšie pole má zelenú farbu, pričom červenú farbu má pole, ktoré nie je výhodnejšie.

Ekonomické porovnanie má dve možnosti výberu a to jednoduché a pokročilé. Tieto možnosti sa vyberajú v paneli číslo 6 na Obr. 9.2.

9.1 Jednoduché ekonomické porovnanie

Pri ekonomickom porovnaní sa uvažuje, že oba zdroje pracujú v monovalentnom režime (každý samostatne a pokrývajú celkové tepelné straty objektu) a pracujú rovnaký čas.

9.2 Pokročilé ekonomické porovnanie

Pri výbere pokročilého ekonomického porovnania sa zobrazia polia čísla 7 a 8 tak ako je na Obr. 9.4. Polia číslo 7 sú pre vstupné hodnoty, v poliach číslo 8 sa zobrazia vypočítané hodnoty.

Compare

This System	Other System
COP [-]	
3,6	
Pe [W]	Pe [W]
800,0	900
Phe [W]	Phe [W]
2898,2	3000

Results

This System	Comparison	Other System
Pe [W]	< 12,5 %	900
800,0		
Phe [W]	< 3,512 %	3000
2898,2		
COP [-]	> 9,788 %	3,3
3,6		

Economic Simple Advanced

Ce	Cq	QR	η_k
830	750	18	0,9

7

Npr	IN	JIN	Npr	IN	JIN
1200	30000	200	2000	25000	200

Npe [currency]	Npe [currency]

8

Total Costs	Total Costs

Compare

Obr. 9.4 Okno porovnania – rozšírené ekonomické porovnanie.

Výpočty a hodnoty v tomto režime sú podľa kapitoly 4.2. Jednotlivé popisy parametrov sa zobrazia po umiestnení kurzora na pole alebo jeho popis tak ako je zobrazené na Obr. 9.5.

Economic Simple Advanced

Ce Cq QR η_k

830 750 18 0,9

price for electric energy [currency / Wh]

Npr IN JIN Npr IN JIN

1200 30000 200 2000 25000 200

Npe [currency] Npe [currency]

Total Costs Total Costs

Obr. 9.5 Okno porovnania - zobrazenie popisu.

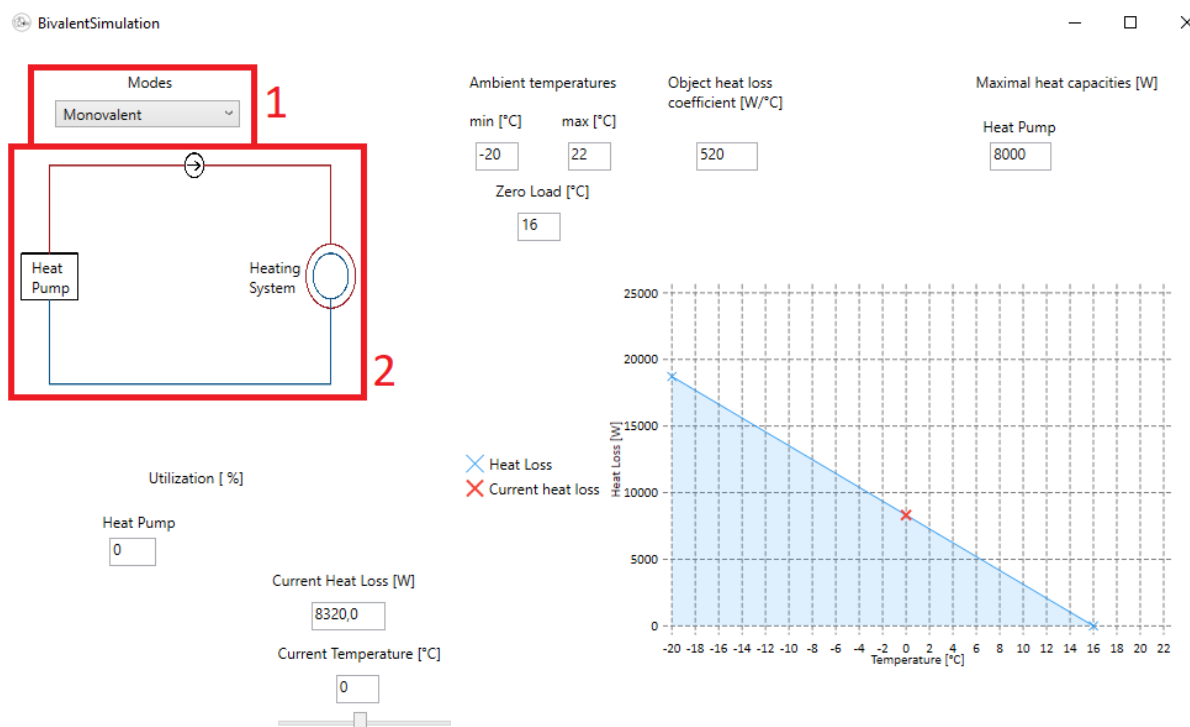
Hodnoty ktoré sa zadávajú do polí číslo 7 ako aj vypočítané hodnoty v poliach číslo 8 sú abstraktné. To znamená, že hodnoty je možné zadávať v rôznych menách (Kč, €, \$, atď.) a veľkostiach (Wh, kWh, MWh, atď.). Pre správnosť výsledkov sa však musí užívateľ **držať** zvolenej veľkosti a meny vo všetkých zadávaných hodnotách do polí číslo 7!

10 POPIS SIMULÁCIE BIVALENTNÉHO BODU TEPELNÉHO ČERPADLA

Pri vytváraní simulácie bivalentného bodu bolo čerpané zo zdroja [27].

V tejto kapitole je popísaný spôsob simulácie bivalentného tepelného čerpadla, popis funkcií a očakávaných vstupných hodnôt.

Po kliknutí na tlačidlo **Bivalent simulation** sa zobrazí nasledujúce okno (Obr. 10.1).

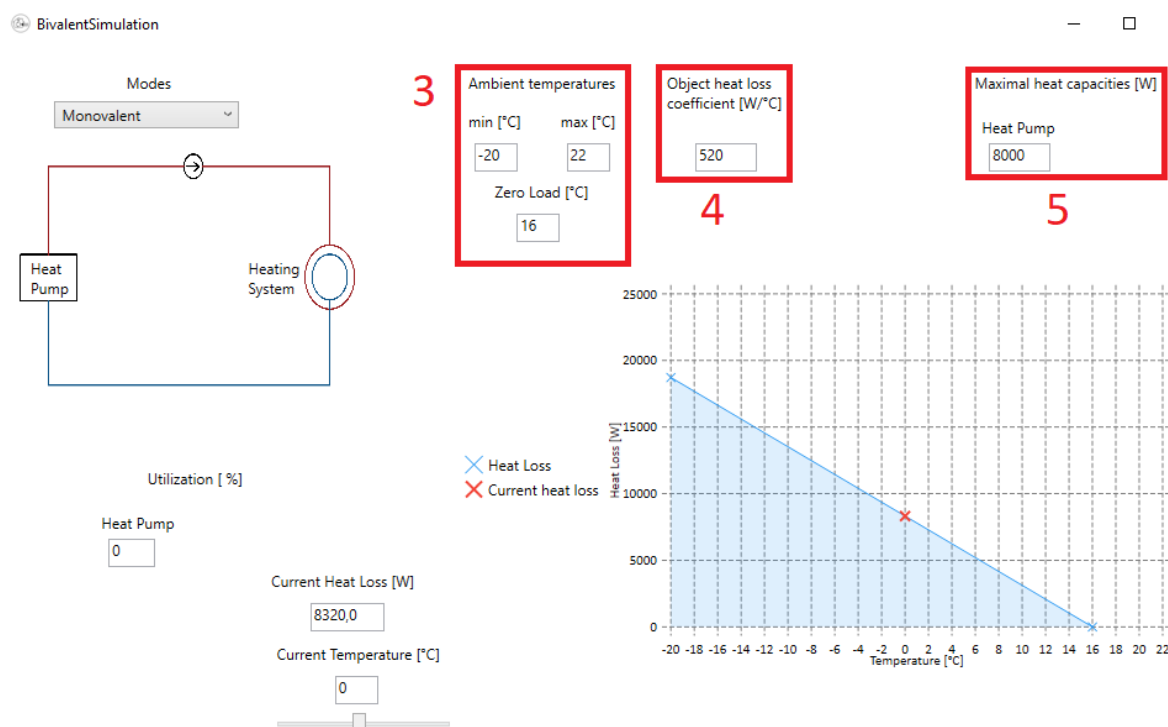


Obr. 10.1 Okno simulácie bivalentného bodu – režimy, schéma.

Rozbaľovacím výpisom (číslo 1 na Obr. 10.1) sa menia jednotlivé režimy simulácie bivalentného bodu. Možnosti sú nasledovné:

- **Monovalent** – monovalentný režim kapitola 5.1.
- **Alternative bivalent** – alternatívne – bivalentný režim kapitola 5.2.2.
- **Parallel bivalent** – paralelne – bivalentný režim kapitola 5.2.3.
- **Partially bivalent** – čiastočne paralelne – bivalentný režim kapitola 5.2.4.

Jednoduchá schéma pod výpisom (číslo 2 na Obr. 10.1) ilustruje systém zvoleného režimu.

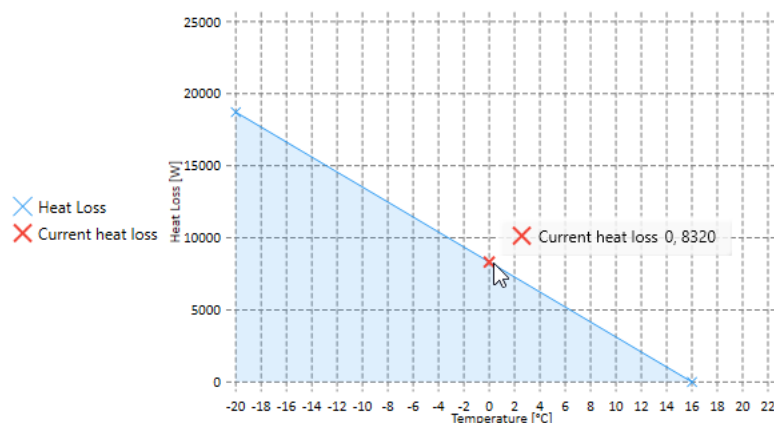


Obr. 10.2 Okno simulácie bivalentného bodu – teploty vzduchu, koeficient, výkon.

Teploty vonkajšieho vzduchu sa zadávajú do polí číslo 3 na Obr. 10.2. A to konkrétne minimálna a maximálna dosiahnuteľná teplota. Maximálna teplota však nemusí byť maximálna dosiahnuteľná v danej oblasti a to z dôvodu požadovanej vnútornej teploty objektu 20 až 21 °C, ktorú sme uvažovali v tomto prípade. Napriek tomu je možné nasimulovať rôzne teploty a použitia. Po zadaní teploty sa prekreslí os X grafu.

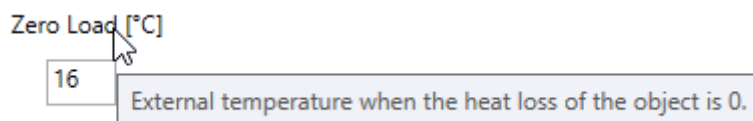
Na osi X v grafe je rozsah zadaných vonkajších teplôt pre danú oblasť. Na osi Y je tepelná strata. Graf ďalej zobrazuje tepelnú stratu pri aktuálnej teplote (červený bod na úsečke). Pri iných režimoch sa v grafe vykreslí bivalentný bod a u čiastočne – paralelného režimu sa vykreslí aj teplota resp. bod úplného odpojenia tepelného čerpadla. Popis bodov je v uvedený nižšie v daných kapitolách režimov. Po umiestnení kurzora na bod v grafe sa zobrazia jeho podrobnosti, Obr. 10.3.

Prvé číslo značí bod na osi X (v našom prípade teplota °C v danom bode), druhé značí bod na osi Y (v našom prípade tepelná strata v danom bode).



Obr. 10.3 Okno simulácie bivalentného bodu – graf – podrobnosti bodu.

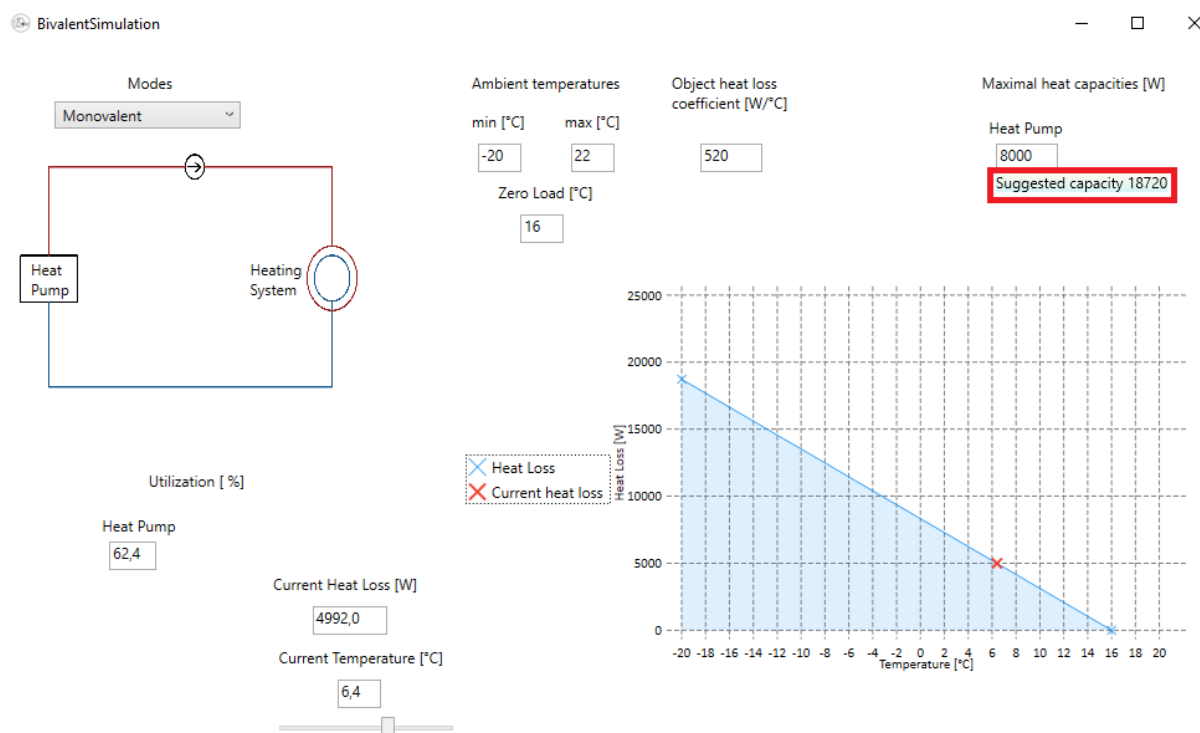
Do poľa **Zero Load** [°C] sa zadáva hodnota vonkajšej teploty pri nulových tepelných stratách objektu. Popis poľa sa zobrazí po umiestnení kurzora, či už na samotné pole alebo popis poľa, ako je zobrazené na Obr. 10.4.



Obr. 10.4 Zobrazenie pomocného popisu teploty nulových tepelných strát.

Číslo 4 na Obr. 10.2 je pole koeficientu tepelnej straty objektu. Podľa tohto koeficientu je vykreslená úsečka tepelnej straty objektu. Koeficient zobrazuje o koľko Wattov sa zmenia straty objektu ak sa vonkajšia teplota zmení o jeden stupeň Celzia. Úsečka tepelnej straty je vykresľovaná od minimálnej teploty po teplotu, kedy sú tepelné straty objektu nulové (**Zero Load** [°C]).

Do poľa číslo 5 na Obr. 10.2 sa zadáva maximálny tepelný výkon, ktorý je schopné čerpadlo dodať. Aplikácia pomáha užívateľovi navrhnuť maximálny výkon tepelného čerpadla. Pri zadaní hodnoty **Zero Load** [°C] alebo koeficientu tepelnej straty (u monovalentného režimu aj pri zmene minimálnej teploty v danej oblasti a u čiastočne paralelne – bivalentného režimu aj pri zmene teploty odpojenia tepelného čerpadla) a následnom stlačení klávesy *Enter* sa pod poľom maximálneho výkonu tepelného čerpadla zobrazí pomocný text s navrhovaným výkonom ako je zobrazené na Obr. 10.5.



Obr. 10.5 Okno simulácie bivalentného bodu – navrhovaný výkon.

Ak užívateľ nezaznamenal hodnotu navrhovaného výkonu je možné túto hodnotu zobraziť po umiestnení kurzora na pole výkonu, Obr. 10.6.

Maximal heat capacities [W]

Heat Pump

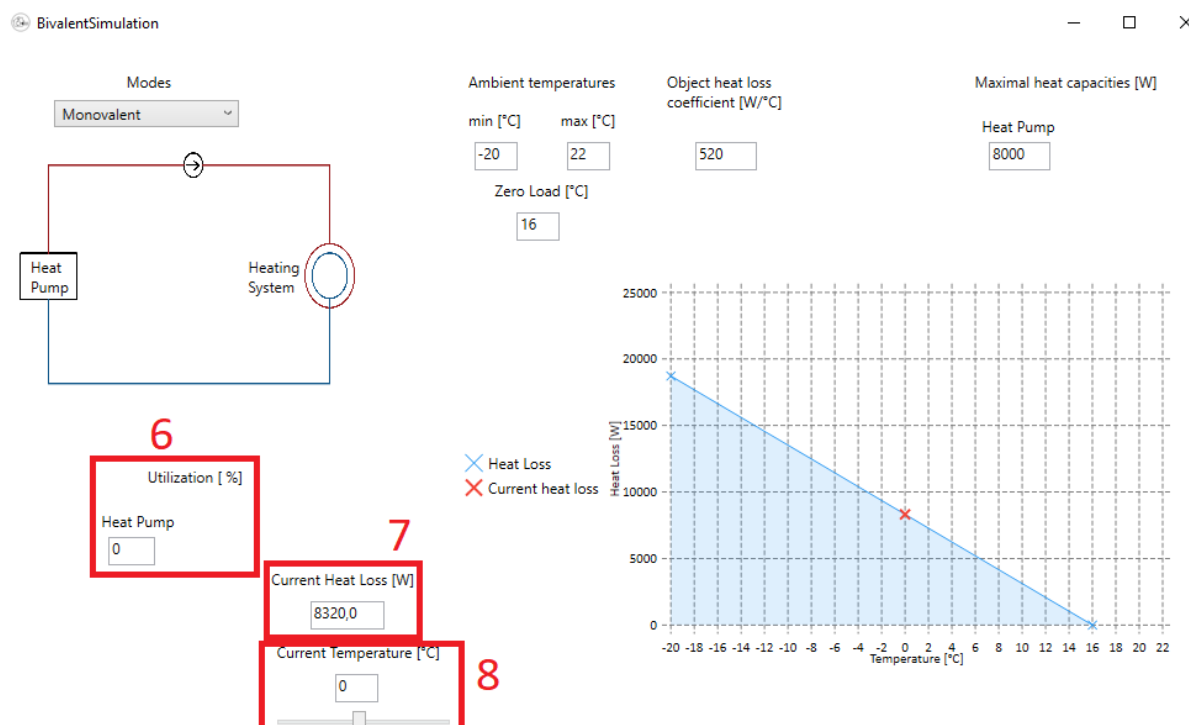
8000

Suggested capacity 18720

Obr. 10.6 Zobrazenie hodnoty navrhovaného výkonu.

10.1 Spôsob simulácie

Simulovanie sa uskutočňuje zmenou aktuálnej vonkajšej teploty. Tá sa mení posúvaním jazdca alebo priamo vložением hodnoty do poľa číslo 8 na Obr. 10.7. Zmenou teploty sa mení aktuálna tepelná strata objektu, číslo 7 na Obr. 10.7, využitie tepelného čerpadla, číslo 6 na Obr. 10.7 a zároveň sa mení bod tepelnej straty v grafe (červený bod).



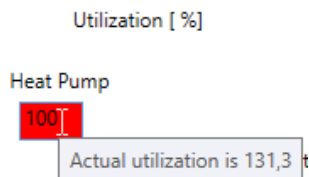
Obr. 10.7 Okno simulácie bivalentného bodu – realizácia.

Spôsob simulácie je u všetkých režimov rovnaký.

10.2 Monovalentný režim

V monovalentnom režime je okno totožné s Obr. 10.7.

Po prekročení maximálneho výkonu tepelného čerpadla (využitie je viac ako 100 %) sa farba pozadia poľa číslo 6 na Obr. 10.7 zmení na červenú. Zmena farby jasne signalizuje užívateľovi, že maximálny výkon tepelného čerpadla je nedostačujúci pri danej aktuálnej teplote a danom koeficiente tepelnej straty objektu. Napriek prekročenému výkonu je možné zobrazit' aktuálne využitie a to umiestnením kurzora na pole využitia tepelného čerpadla (pole číslo 6 na Obr. 10.7) ako je zobrazené na Obr. 10.8.



Obr. 10.8 Okno simulácie bivalentného bodu – monovalentný režim – aktuálne využitie po prekročení.

10.2.1 Výpočet navrhovaného výkonu

Pri monovalantnom režime sa navrhovaný výkon počíta podľa (10.1):

$$P = (T_{ZL} - T_{min}) \cdot H \text{ (W; } ^\circ\text{C, } ^\circ\text{C, W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}) \quad (10.1)$$

kde:

- P – navrhovaný výkon.
- T_{ZL} – teplota pri ktorej sú tepelné straty objektu nulové – pole číslo 3 na Obr. 10.2.
- T_{min} – minimálna teplota v danej oblasti – pole číslo 3 na Obr. 10.2.
- H – koeficient tepelnej straty objektu.

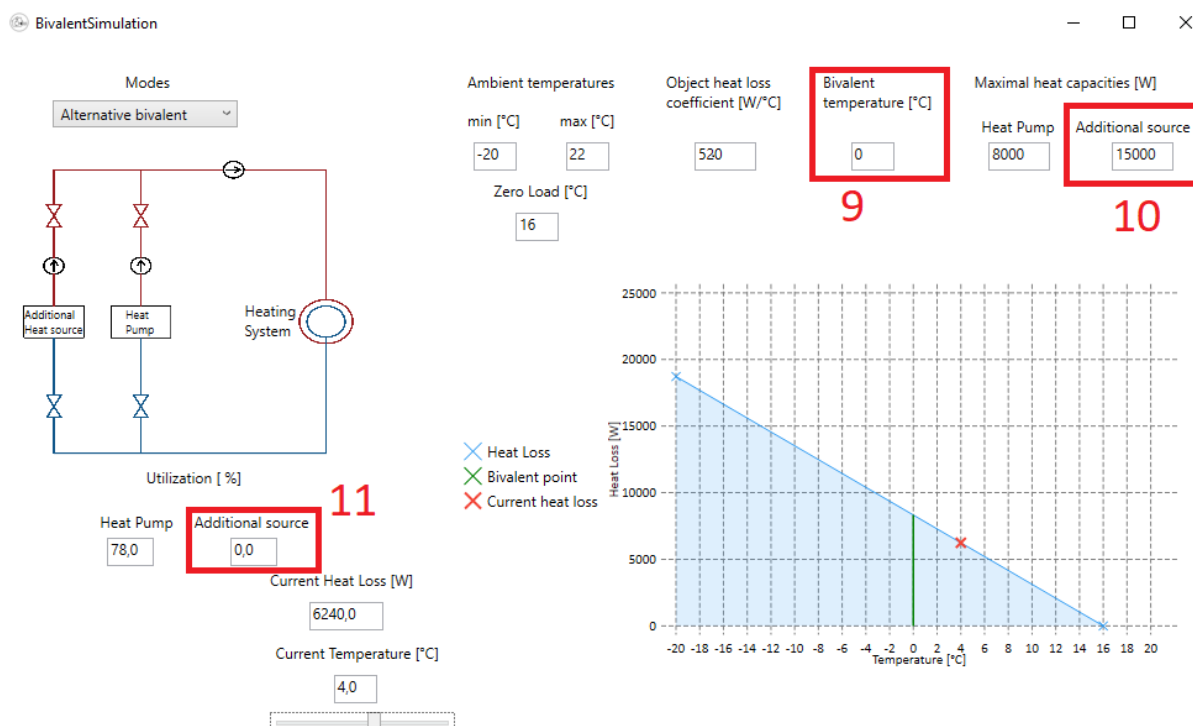
10.2.2 Dosiahnutie požadovaného výkonu pri prekročení maximálneho výkonu tepelného čerpadla

Potrebný výkon je možné dosiahnuť:

- zvýšením maximálneho výkonu tepelného čerpadla – pole číslo 5 na Obr. 10.2.
- znížením koeficientu tepelnej straty – pole číslo 4 na Obr. 10.2.
- znížením teploty Zero Load [°C] – pole číslo 3 na Obr. 10.2.
- zvýšením minimálnej teploty v danej oblasti – pole číslo 3 na Obr. 10.2.
- kombináciou vyššie uvedených.

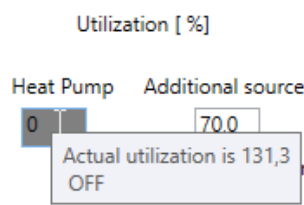
10.3 Alternatívne – bivalentný režim

Po zvolení režimu sa okno zmení ako je na Obr. 10.9. Zobrazia sa nové polia a to konkrétne pole pre zadanie bivalentnej teploty, číslo 9, maximálny výkon prídavného zdroja (číslo 10) a využitie prídavného zdroja (číslo 11). Zároveň je vykreslený nový bod v grafe a to bivalentný bod (zelená úsečka).



Obr. 10.9 Okno simulácie bivalentného bodu – alternatívne bivalentný režim – pridané polia.

Pri prekročení bivalentného bodu je tepelné čerpadlo odstavené a celé tepelné straty objektu pokrýva prídavný zdroj, tak ako je to uvedené v kapitole 5.2.2. Vypnutie tepelného čerpadla je signalizované zafarbením pozadia pol'a na šedo a slovom OFF v nápovede o aktuálnom využití Obr. 10.10.



Obr. 10.10 Okno simulácie bivalentného bodu – alternatívne bivalentný režim – signalizácia vypnutia tepelného čerpadla.

Ak výkon tepelného čerpadla alebo výkon prídavného zdroja je nedostačujúci pozadie polí sa zafarbí na červeno.

10.3.1 Výpočet navrhovaného výkonu

Výpočet navrhovaného výkonu je podobný monovalentnému režimu. Jediným rozdielom je nahradenie bivalentnej teploty za minimálnu teplotu okolia resp. na tepelnú stratu pri teplote bivalentie (10.2).

$$P = (T_{ZL} - T_B) \cdot H \text{ (W; } ^\circ\text{C, } ^\circ\text{C, W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}) \quad (10.2)$$

Kde:

- P – navrhovaný výkon.
- T_{ZL} – teplota pri ktorej sú tepelné straty objektu nulové – pole číslo 3 na Obr. 10.2.
- T_B – teplota bivalentie – zodpovedá s Obr. 5.5.

- H – koeficient tepelnej straty objektu.

10.3.2 Dosiahnutie požadovaného výkonu pri prekročení maximálneho výkonu tepelného čerpadla

Potrebný výkon je dosiahnuteľný všetkými spôsobmi ako u monovalentného režimu 10.2.2, plus:

- znížením bivalentnej teploty – pole číslo 9 na Obr. 10.9.

10.4 Paralelne – bivalentný režim

Tento režim je veľmi podobný alternatívne – bivalentnému, ako je uvedené v kapitole 5.2.3. Pri zmene na tento režim ostáva okno rovnaké ako na Obr. 10.9. Jediný rozdiel je pri spolupráci zdrojov. Ak je výkon tepelného čerpadla nedostačujúci a teplota je pod/za teplotou bivalencie tepelné čerpadlo stále pracuje (na plný výkon) dodatočný zdroj mu dopomáha na krytí strát. **Prídavný (bivalentný) zdroj nezapína pokiaľ je teplota nad/pred teplotou bivalencie!**

Ak je výkon tepelného čerpadla dostatočný aj pod/za teplotu bivalencie snažíme sa využiť najprv plný potenciál tepelného čerpadla a až keď je výkon nedostačujúci zapína resp. dopomáha mu prídavný zdroj.

10.4.1 Výpočet navrhovaného výkonu

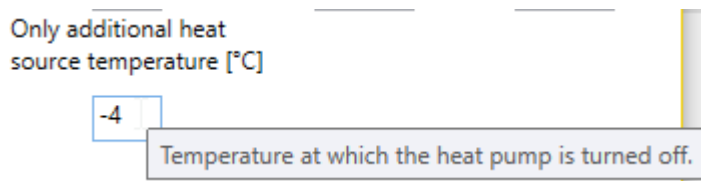
Výpočet výkonu je rovnaký s alternatívne - bivalentným režimom, kapitola 10.3.2.

10.4.2 Dosiahnutie požadovaného výkonu pri prekročení maximálneho výkonu tepelného čerpadla

Taktiež dosiahnutie požadovaného výkonu je rovnaké ako u alternatívne – bivalentného režimu, kapitola 10.3.2.

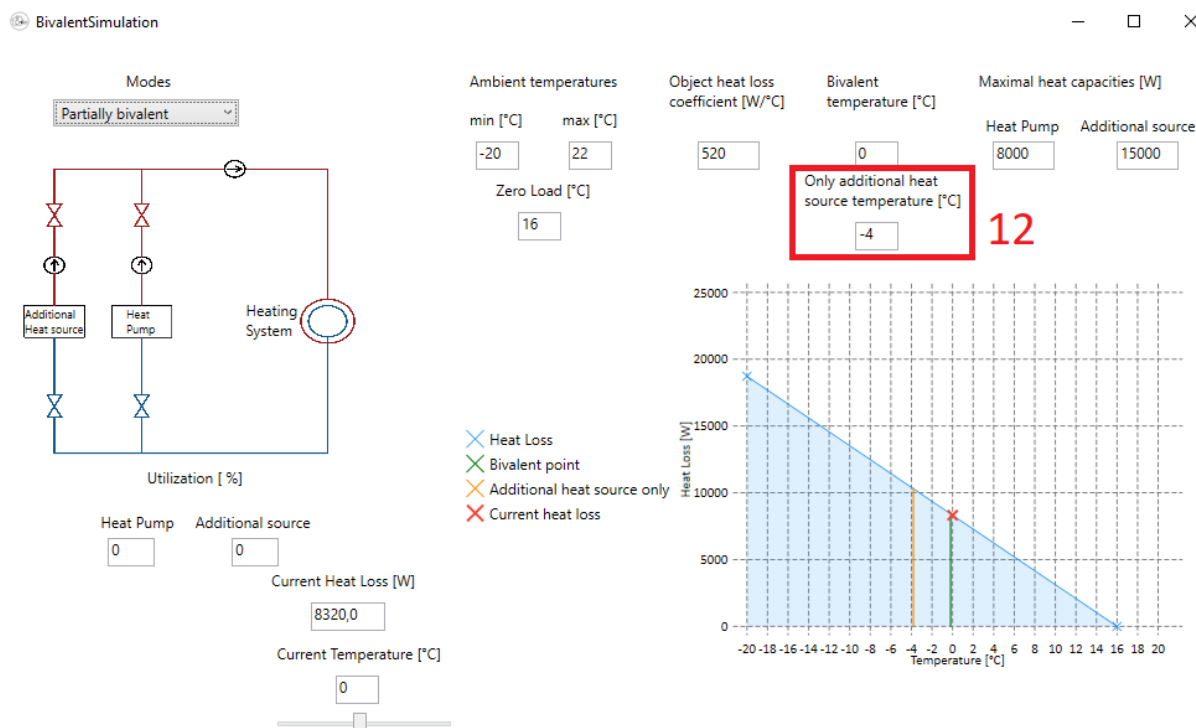
10.5 Čiastočne paralelne – bivalentný režim

V tomto režime sa zobrazí jedno ďalšie pole číslo 12 na Obr. 10.12, a to pole teploty prepnutia na prídavný zdroj (vypnutie tepelného čerpadla). Tento popis sa zobrazí pri umiestnení kurzora na popis poľa alebo priamo na pole, Obr. 10.11.



Obr. 10.11 Okno simulácie bivalentného bodu – čiastočne paralelne bivalentný režim – popis poľa teploty vypnutia tepelného čerpadla.

Ďalším prvkom je vykreslenie novej úsečky resp. bodu prepnutia na prídavný zdroj, Obr. 10.12.



Obr. 10.12 Okno simulácie bivalentného bodu – čiastočne paralelne bivalentný režim.

Tento režim je vlastne zlúčenie predošlých režimov z kapitoly 10.4 a 10.3. Do bivalentného bodu pracuje čerpadlo samostatne. Po prekročení bivalentného bodu začína vypomáhať prídavný zdroj. Po prekročení bodu odstavenia je tepelné čerpadlo odstavené a prídavný zdroj pracuje sám. Graf so všeobecným popisom sa nachádza v kapitole 5.2.4.

Spolupráca zdrojov je rozdielna ako u paralelne - bivalentného režimu. Ak je výkon tepelného čerpadla po prechode bivalentného bodu dostatočný, začína spolupracovať prídavný zdroj. Následné krytie tepelných strát sa rozdelí na polovicu. Ak výkon čerpadla po prechode nie je dostatočný ďalšie tepelné straty kryje prídavný zdroj, tepelné čerpadlo je ale stále v chode. Po prechode bodu prepnutia na prídavný (bivalentný) zdroj je tepelné čerpadlo vypnuté a tepelné straty pokrýva iba prídavný zdroj.

Signalizácia využitia je rovnaká ako v predošlých režimoch.

10.5.1 Výpočet navrhovaného výkonu

Ako je vyššie spomínané po prechode bivalentného bodu je práca rozdelená na polovicu medzi čerpadlo a prídavný zdroj. Z tohto dôvodu je navrhovaný výkon počítaný na strednú hodnotu teploty medzi teplotou bivalentencie a teplotou prepnutia na prídavný zdroj. Podľa (10.3) musíme naprv vypočítať strednú hodnotu teploty:

$$T_S = T_{BZ} + \frac{T_{BZ} - T_B}{2} \text{ (}^\circ\text{C; }^\circ\text{C, }^\circ\text{C, }^\circ\text{C)} \quad (10.3)$$

Následne môžeme vypočítať navrhovaný výkon (10.4):

$$P = (T_{ZL} - T_S) \cdot H \text{ (W; }^\circ\text{C, }^\circ\text{C, W} \cdot ^\circ\text{C}^{-1}) \quad (10.4)$$

Jednotlivé premenné z vyššie uvedených rovníc:

- P – navrhovaný výkon.
- T_{ZL} – teplota pri ktorej sú tepelné straty objektu nulové – pole číslo 3 z Obr. 10.2.

- T_S – stredná teplota pri čiastočne paralelne - bivalentnom režime.
- T_{BZ} – teplota prepnutia na prídavný (bivalentný) zdroj – bod T_B z Obr. 5.7.
- T_B – bod bivalencie – bod T_P z Obr. 5.7.
- H – koeficient tepelnej straty objektu.

Pre $T_{ZL} = 16\text{ °C}$, $T_{BZ} = -4\text{ °C}$, $T_B = 0\text{ °C}$ a $H = 520\text{ W} \cdot \text{°C}^{-1}$ je výpočet nasledovný:

$$P = (T_{ZL} - T_{BZ} + \frac{T_{BZ} - T_B}{2}) \cdot H = (16 - (-4) + \frac{-4 - 0}{2}) \cdot 520 = 9360\text{ W} \quad (10.5)$$

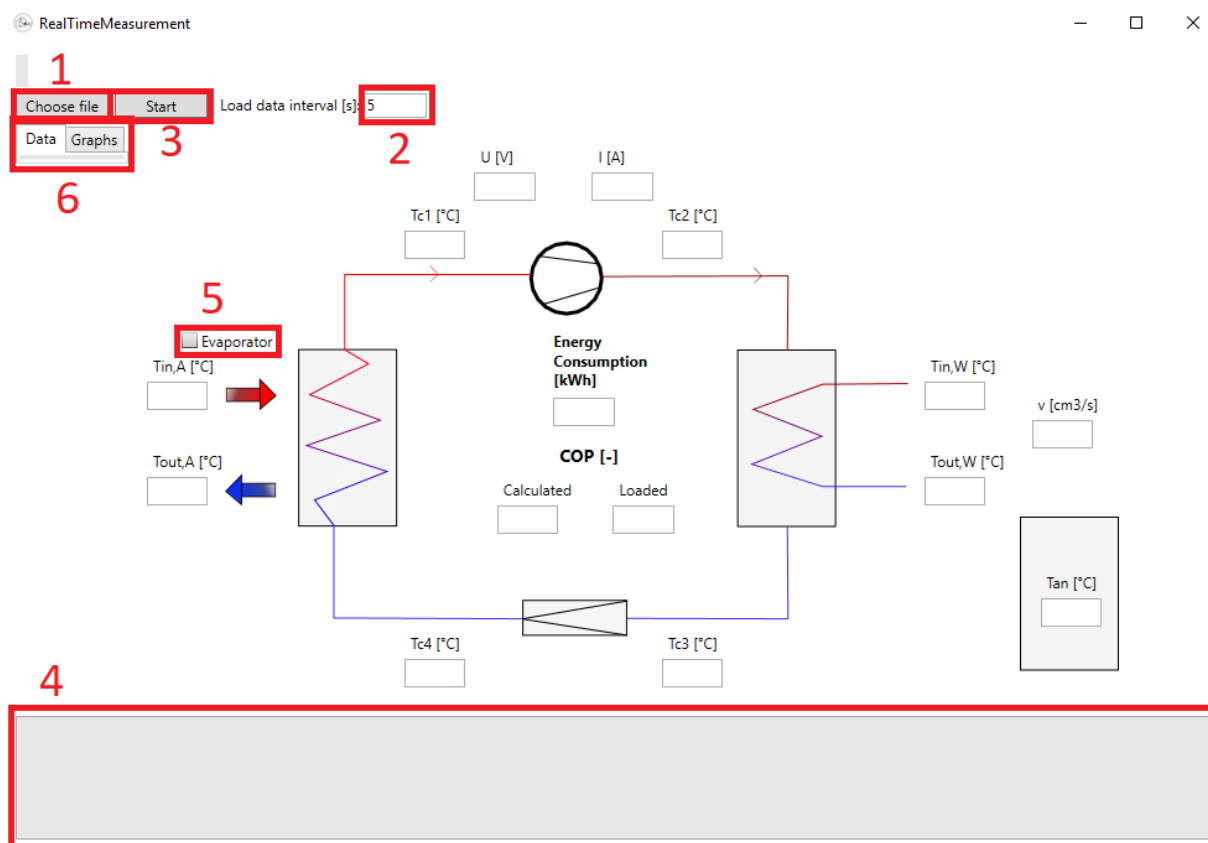
10.5.2 Dosiahnutie požadovaného výkonu pri prekročení maximálneho výkonu tepelného čerpadla

Potrebný výkon je dosiahnuteľný všetkými spôsobmi ako pri predchádzajúcom režime 10.4.2, plus:

- zvýšením teploty, pri ktorej je vypnuté tepelné čerpadlo – pole číslo 12 na Obr. 10.12.

11 MERANIE MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA V REÁLNO M ČASE

Okno merania tepelného čerpadla (Obr. 11.1) v reálnom čase sa zobrazí po stlačení tlačidla Real Time Model Measurement. Zo súboru dát sa berie do úvahy iba posledný riadok. Z tohto dôvodu je vhodné dbať na správnu voľbu intervalu načítania. Zároveň **nesmie byť posledný riadok prázdny!**



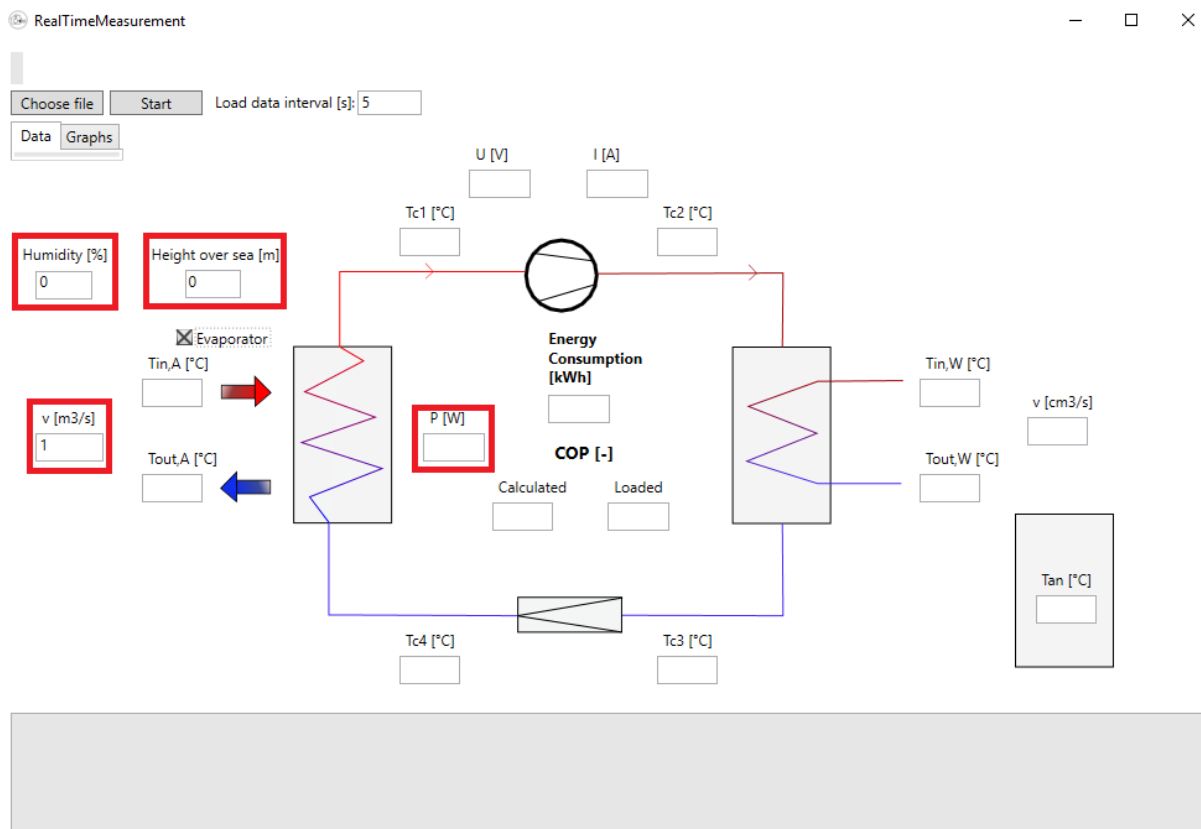
Obr. 11.1 Okno Merania tepelného čerpadla.

Prvý krok je výber súboru, z ktorého budú načítané dáta. Po stlačení tlačidla 1 na Obr. 11.1 sa zobrazí okno priečinkov systému. Cesta vybraného súboru sa zobrazí v poli nad týmto tlačidlom. Požadovaný formát súboru je popísaný v podkapitole.

Ako druhý krok je zadanie časového intervalu načítania do poľa 2 na Obr. 11.1. Časový interval je v sekundách.

Následne je možné spustiť meranie stlačením tlačidla *Start*, číslo 3 na Obr. 11.1. Po štarte sa zmení text tohto tlačidla, tlačidlo vybrania súboru sa zakáže a zakáže sa aj zmena intervalu načítania. Jednotlivé vykonávané akcie sú vypisované na konzolu – pole číslo 4 na Obr. 11.1.

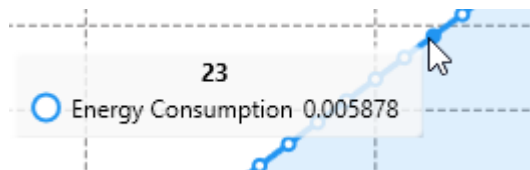
Je možné vypočítať výkon odoberaný výparníkom a to po zaškrtnutí okna číslo 5 z Obr. 11.1. Po zaškrtnutí sa zobrazia polia, ktoré sú označené na Obr. 11.2.



Obr. 11.2 Okno merania tepelného čerpadla – výparník.

Vykresľované grafy z merania sa zobrazia po zvolení záložky *Graphs*, číslo 6 na Obr. 11.1. **Voľba vhodného časového intervalu má výrazný vplyv na dobu vykreslenia grafov!** V grafoch je možnosť sa posúvať a približovať. Približuje sa pomocou kolieska myši a posúva sa podržaním ľavého tlačidla myši v oblasti grafu a posunutím do strán. Ak je v grafe veľa hodnôt vykresľovanie grafu po posunutí alebo priblížení či oddialení môže trvať dlhší čas.

Po umiestnení kurzora na bod v grafe sa zobrazí popis daného bodu, Obr. 11.3. Horné číslo značí časovú stopu v sekundách (bod na osi x), spodné číslo je spotreba (bod na osi y).



Obr. 11.3 Okno merania tepelného čerpadla – popis bodu v grafe.

Tlačidlo **Reset View** vráti zobrazenie grafu resp. oblasti grafu do pôvodného stavu.

11.1 Formát dát v súbore

Očakávaný formát je nasledovný:

14,14;50,7;30,8;11,5;20,2;13,68;28,8;26,37;112,5;27,4;222;7

Jednotlivé hodnoty sú oddelené ;. Riadok je vhodné ilustrovať podľa veličín nasledovne:

$T_{c1}; T_{c2}; T_{c3}; T_{c4}; T_{in,A}; T_{out,A}; T_{in,W}; T_{out,W}; v; T_{an}; I; U; COP$

kde:

- T_{c1} – výstupná teplota chladiva z výparníka [°C]
- T_{c2} – výstupná teplota chladiva z kompresora [°C]
- T_{c3} – výstupná teplota chladiva z kondenzátora [°C]
- T_{c4} – vstupná teplota chladiva do výparníka [°C]
- $T_{in, A}$ – vstupná teplota vzduchu do výparníka [°C]
- $T_{out, A}$ – výstupná teplota vzduchu z výparníka [°C]
- $T_{in, w}$ – vstupná teplota vody do akumuláčnej nádrže [°C]
- $T_{out, w}$ – výstupná teplota vody z akumuláčnej nádrže [°C]
- v – objemový prietok do akumuláčnej nádrže [$\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]
- T_{an} – teplota vody v akumuláčnej nádrži [°C]
- I – celkový odoberaný prúd [A]
- U – napätie siete [W]
- COP – koeficient výkonu [-]

11.2 Výpočet spotrebovanej elektrickej energie

Pre výpočet spotrebovanej elektrickej energie v meraní modelu v reálnom čase sa najprv vypočíta výkon z napätia a prúdu podľa (11.1):

$$P = \frac{U \cdot I}{1000} \text{ (kW; V, A)} \quad (11.1)$$

Následne priemer podľa (11.2):

$$P_{\Sigma} = \frac{\sum_{i=0}^n x_i}{n} \text{ (kW; kW, -)} \quad (11.2)$$

kde n značí počet načítaní zo súboru.

Z tohto priemeru a znalosti intervalu načítania sa vypočíta spotreba (11.3):

$$E = P_{\Sigma} \cdot \frac{t}{3600} \text{ (kWh; s, -)} \quad (11.3)$$

Kde t je uplynutý čas od začiatku merania.

12 ZÁVER

Cieľom diplomovej práce bolo naštudovanie problematiky tepelných čerpadiel a následné vytvorenie software pre simulovanie prevádzkových vlastností tepelných čerpadiel.

V kapitole 2 je rozobraný princíp funkčnosti tepelného čerpadla, ktorý je možné popísať ľavotočivým (chladiarenským) Carnotovym cyklom. V nasledujúcej kapitole sú uvedené spôsoby využitia tepelných čerpadiel. V podkapitolách kapitoly 3 sú popísané jednotlivé typy tepelných čerpadiel a ich výhody či nevýhody a zároveň potrebné požiadavky systému.

V kapitole 4 je popis vyhodnotenia celého systému a to z pohľadu energetického, ekonomického a ekologického. V podkapitolách sú vysvetlené jednotlivé koeficienty, ktoré číselne vyjadrujú jednotlivé hľadiská efektívnosti tepelných čerpadiel.

V ďalšej kapitole, konkrétne číslo 5 sú rozobrané prevádzkové režimy tepelných čerpadiel (monovalentný, alternatívne bivalentný, paralelne bivalentný a čiastočne – paralelne bivalentný) ako aj popis funkcie a bivalentný bod resp. bivalentná teplota.

V kapitole 6 sú požadované parametre pre návrh softwaru a zároveň aj výpočty špecifických hodnôt z týchto parametrov.

Nasledujúca kapitola zahŕňa použité nástroje pri vytváraní vyššie spomínaného softwaru a odkazy.

Kapitoly 8, 9, 10, 11 slúžia ako užívateľská príručka k programu. Sú tu popísané jednotlivé okná programu, ich polia, tlačidlá, hlášky, funkcia a výpočty či parametre.

POUŽITÁ LITERATÚRA

- [1] MASTNÝ, P., J. MORÁVEK a J. PITRON. *Malé zdroje elektrickej energie*. Leden 2015. FEKT VUT v Brně, 2015.
- [2] MASTNÝ, P. a J. PITRON. *Měření vlastností tepelného čerpadla*. FEKT VUT v Brně, 2016.
- [3] Tepelné čerpadlá zem-voda. In: *NIBE* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.nibe.sk/technologia#zem-voda>
- [4] Tepelná čerpadla země-voda. In: *TERMOKOMFORT* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.termokomfort.cz/tepelna-cerpadla-zeme-voda.html>
- [5] Tepelná čerpadla. In: *tzb-info* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://vytapani.tzb-info.cz/tepelna-cerpadla>
- [6] Tepelné čerpadlo zem/voda: výhody a nevýhody. In: *energia* [online]. [cit. 2017-12-25]. Dostupné z: <http://energia.sk/poradime-vam/zemny-plyn-a-ropa/tepelne-cerpadlo-zem-voda-vyhody-a-nevyhody/6139/>
- [7] Která tepelná čerpadla jsou nejžádanejší a proč ?. In: *ČESKÉSTAVBY.CZ* [online]. [cit. 2017-12-25]. Dostupné z: <https://www.ceskestavby.cz/clanky/ktera-tepelna-cerpadla-jsou-nejzadanejsi-a-proc-20148.html>
- [8] Tepelná čerpadla voda-voda. In: *TERMOKOMFORT* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.termokomfort.cz/tepelna-cerpadla-voda-voda.html>
- [9] Tepelné čerpadlá. In: *UNIVENTA* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.univenta.sk/produkt/tepelne-cerpadla/>
- [10] Typy tepelných čerpadel. In: *baxxis* [online]. [cit. 2017-12-25]. Dostupné z: <http://www.baxxis.cz/tepelna-cerpadla/typy-tepelnych-cerpadel/>
- [11] Tepelné čerpadlo voda / voda. In: *blue team Tepelná čerpadla* [online]. [cit. 2017-12-25]. Dostupné z: <http://tc.blueteam.cz/tepelne-cerpadlo-voda-voda.html>
- [12] Energie Prostředí, geotermální energie, tepelná čerpadla. In: *EkoWATT* [online]. [cit. 2017-12-25]. Dostupné z: <http://ekowatt.cz/cz/informace/energie-prostredi-geotermalni-energie-tepelna-cerpadla>
- [13] Tepelné čerpadlá vzduch-voda. In: *NIBE* [online]. [cit. 2017-12-24]. Dostupné z: <http://www.nibe.sk/technologia#vzduch-voda>
- [14] MATUŠKA, Tomáš. *Alternativní zdroje energie*. Praha, 2010. Dostupné z: http://users.fs.cvut.cz/~matustom/skripta_AZE_FS.pdf. Skriptum ČVUT FS. České vysoké učení technické
- [15] Princíp fungovania tepelného čerpadla. In: *NOVOTERM s.r.o.* [online]. [cit. 2017-12-26]. Dostupné z: <http://www.novoterm.sk/technologie/princip-fungovania-tepelneho-cerpadla.html>
- [16] TOMLEIN, P. *Možnosti využitia tepelných čerpadel v domácnostiach - prednáška pre SIEA* [online]. 2015 [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <http://docplayer.cz/31105281-Moznosti-vyuzitia-tepelnych-cerpadel-v-domacnostiach-prednaska-pre-siea.html>
- [17] Topný faktor SCOP. *Abeceda čerpadel* [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <https://www.abeceda-cerpadel.cz/cz/topny-faktor-scop>

- [18] Topný faktor COP – účinnost tepelného čerpadla. *Abeceda čerpadel* [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <https://www.abeceda-cerpadel.cz/cz/topny-faktor-cop-ucinnost-tepelneho-cerpadla>
- [19] Seasonal Performance Factor (SPF). *ofgem* [online]. [cit. 2017-12-27]. Dostupné z: <https://www.ofgem.gov.uk/key-term-explained/seasonal-performance-factor-spf>
- [20] *EHPA* [online]. [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: <http://www.ehpa.org/ehpa-quality-label/testing-regulations/>
- [21] ZOTTL, Andreas, Markus LINDAHL, Roger NORDMAN, Philippe RIVIÈRE a Marek MIARA. Evaluation method for comparison of heat pump systems with conventional heating systems: D4.3. Concept for evaluation of CO₂-reduction potential [online]. 2011-08-31, s. 21 [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: https://ec.europa.eu/energy/intelligent/projects/sites/iee-projects/files/projects/documents/sepemo-build_concept_for_evaluation_of_co2_reduction_potential_en.pdf
- [22] FORSÉN, Martin. *HEAT PUMPS: TECHNOLOGY AND ENVIRONMENTAL IMPACT* [online]. 2015-7, s. 120 [cit. 2017-12-28]. Dostupné z: http://ec.europa.eu/environment/ecolabel/about_ecolabel/reports/hp_tech_env_impact_aug_2005.pdf
- [23] *Engineering ToolBox*, (2001). [online] Available at: <https://www.engineeringtoolbox.com> [Accessed Day Mo. Year].
- [24] Water - Density, Specific Weight and Thermal Expansion Coefficient. *Engineering ToolBox* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: https://www.engineeringtoolbox.com/water-density-specific-weight-d_595.html
- [25] Specific Heat Capacities of Air. *OHIO University* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: https://www.ohio.edu/mechanical/thermo/property_tables/air/air_cp_cv.html
- [26] Density of air. *Wikipedia* [online]. [cit. 2019-03-24]. Dostupné z: https://en.wikipedia.org/wiki/Density_of_air
- [27] NALDI, Claudia, Gian Luca MORINI a Enzo ZANCHINI. A method for the choice of the optimal balance-point temperature of air-to-water heat pumps for heating. *Sustainable Cities and Society*. 2014, **2014**(12), 85-91. ISSN 2210-6707.